Die Begrenzung der Leistungssteigerung der schnellaufenden Verbrennungsmaschine durch den Steuervorgang

Von

Dipl.-Ing. Manfred Christian

Von der

Technischen Hochschule Breslau

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte

Dissertation

Referent: *Prof. Dr.-Ing. H. Baer*
Korreferent: *Prof. Dr.-Ing. Schenk*

Tag der mündlichen Prüfung: 13. Januar 1928

Die Begrenzung der Leistungssteigerung der schnellaufenden Verbrennungsmaschine durch den Steuervorgang

Von

Dipl.-Ing. Manfred Christian

Von der

Technischen Hochschule Breslau

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte

Dissertation

Referent: *Prof. Dr.-Ing. H. Baer*
Korreferent: *Prof. Dr.-Ing. Schenk*

Tag der mündlichen Prüfung: 13. Januar 1928

Lebenslauf

Ich wurde am 29. 3. 1898 in Breslau geboren. Mein Vater war städtischer Handelslehrer. Er starb 1910. Ich besuchte das humanistische König-Wilhelm-Gymnasium in Breslau und trat nach bestandener Reifeprüfung im April 1915 als Kriegsfreiwilliger in das Heer ein. Ich wurde dreimal verwundet, erwarb das Eiserne Kreuz I. und II. Klasse und wurde zum Reserveoffizier befördert.

Im Januar 1919 begann ich das Studium des Maschinenbaues an der Technischen Hochschule zu Breslau und bestand am 9. 7. 1921 die Diplom-Hauptprüfung mit Auszeichnung. Vom Oktober 1921 bis Oktober 1923 studierte ich an der Technischen Hochschule und der Universität Berlin Nationalökonomie. Seit November 1921 bin ich verheiratet.

Vom 1. 8. 1921 bis 31. 12. 1922 war ich als Konstrukteur in der Abteilung für elektrische Bahnen der Siemens-Schuckert-Werke, darauf in der Abteilung für Verbrennungsmotoren (Flugmotoren, Kraftwagen-, Kraftrad-, Bootsmotoren und Motoren für Spezialzwecke) der Siemens & Halske A.-G., Blockwerk, tätig und leitete vom 1. 1. 1923 bis 30. 6. 1926 als Chefkonstrukteur das Konstruktionsbüro für Kraftwagen und Motorräder der Deutschen Kraftfahrzeugwerke A.-G., Spandau. Vom 1. 7. 1926 bis 28. 2. 1927 war ich als Bevollmächtigter des Oberbaurates Buchholz in Kassel im Interesse seiner Erfindungen (Transformatorenschutz, Überstrom- und Überspannungsschutz, tätig. Seit 1. 3. 1927 leite ich das Flugmotoren-Konstruktionsbüro der Argus Motoren-Gesellschaft m. b. H. in Berlin-Reinickendorf.

R. UNIV.
BIBLIOTHEEK
LEIDEN

Diese Arbeit erschien als Heft 315 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, im VDI-Verlag, G. m. b. H., Berlin NW 7, 1929

Die Leistung eines schnellaufenden Vergaser-Motors von bestimmtem Hubraum ist durch die Ausnutzung der Ladung und die erreichbare Drehzahl begrenzt. Während die Möglichkeit der Ausnutzung der Ladung bis an die erreichbare Drehzahlgrenze nahezu gleich bleibt, verringert sich das Ladungsgewicht mit steigender Drehzahl.

Es wird untersucht, wie die erreichbare Drehzahlgrenze durch die den Steuervorgang beherrschenden Größen, Raum und Zeit, bestimmt ist. Die Untersuchung beschränkt sich auf das Viertaktverfahren und die hauptsächlich für schnellaufende Fahrzeugmaschinen gewählten Hubraumgrößen von 100 bis 500 cm³ für einen Zylinder. Sie beschäftigt sich im wesentlichen mit der gewöhnlichen Ventilsteuerung, bei der die Ventilöffnung durch einen Nocken, der Schluß durch eine Feder bewirkt wird. Die sonstigen bekannten Steuerungskonstruktionen werden kurz zum Vergleich herangezogen.

Die Aufgabe der Steuerung ist die möglichst verlustlose Durchführung des Einströmvorganges der Ladung und des Ausströmens der verbrannten Gase in einer bestimmten Zeit. Diese zeitliche Begrenzung setzt eine bestimmte Strömungsgeschwindigkeit voraus, die bei einer beliebigen Kurbelwellen-Drehzahl vom Querschnitt, Verlauf und der Oberflächenbeschaffenheit der Leitungen, vom Öffnungs-Querschnitte des steuernden Organes, von seiner Öffnungszeit und der Geschwindigkeit seiner Betätigung abhängig ist. Die Grenzwerte dieser Veränderlichen sind durch die Anordnung der Bauelemente und durch die Beanspruchung der Baustoffe, die sich aus dem Kräftespiel unter besonderer Berücksichtigung der Arbeitswärme ergeben, bestimmt.

Es hat sich praktisch als unmöglich erwiesen, bei den in Frage kommenden sehr hohen Drehzahlen durch Messungen den Einfluß der Lage und Form der Gaskanäle, ihrer Wandtemperatur und Oberflächenbeschaffenheit, der Form des Ein- und Ausström-Querschnittes usw. zu untersuchen und so eine rechnerische Vorausbestimmung des Ladungsgewichtes, welches auch noch durch Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge in der Gassäule stark beeinflußt wird, zu ermöglichen. Man ist lediglich auf den Weg des Vergleiches mit ausgeführten Maschinen angewiesen. Bei den Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeiten während eines Arbeitsspieles kommt als Vergleichsmaßstab nur ein Mittelwert in Frage. Der charakteristische Querschnitt für die Bestimmung dieses Wertes ist die von dem Steuerorgan freigegebene Öffnung. Da diese ebenfalls während des Arbeitsspieles sich verändert, wird die mittlere Geschwindigkeit an der größten Öffnung als Vergleichsmaßstab gewählt. Die nach dem Kontinuitätsgesetz aus der Ein- und Ausströmmenge (Kolbenfläche mal mittlere Kolbengeschwindigkeit) an dem Öffnungs-Querschnitt sich ergebende mittlere Strömungsgeschwindigkeit ist der Maßstab für das mögliche Ladungsgewicht und damit für die Leistung eines Motors.

Bei der Untersuchung der räumlichen Grenzen ist nur die Betrachtung der Ventildurchmesser von Interesse. Denn für die Anordnung und konstruktive Ausgestaltung der Steuerungselemente und die Unterbringung der Ein- und Auslaßkanäle sind keine räumlichen Grenzen gezogen. Diese werden nur durch allgemeine konstruktive Gesichtspunkte, wie Umriß, Baugewicht und Herstellungsmöglichkeit, bestimmt.

Von allen möglichen Zylinderkopfformen ist bekanntlich nur diejenige mit schräghängend angeordneten Ventilen für die Erzielung von Höchstleistungen anwendbar. Diese Form ergibt den kleinsten Verbrennungsraum und damit das größte Verdichtungsverhältnis, den günstigsten, thermischen Wirkungsgrad und die weitgehendste Klopffreiheit und dabei den größten Raum für die Ventile. Das Größenverhältnis der Aus- und Einlaßventile ist durch *Ricardo*[1]) untersucht worden. *Ricardo* glaubt, nach seinen Versuchen die mittlere Gasgeschwindigkeit am Auslaßventil bis zu 50 vH höher als die am Einlaßventil zulassen zu dürfen. Diese Abstufung scheint nach Vergleichen an ausgeführten Maschinen nicht die besten Leistungswerte zu geben, die verschiedentlich mit einem etwa 30 vH höheren Einlaß-Querschnitt gegenüber dem Auslaß-Querschnitt erzielt wurden.

Es soll daher $F_E = 1{,}3\,F_A$ gesetzt werden.

Unter Voraussetzung eines gleichen Schaft-Querschnittes für Ein- und Auslaßventil und gleichen Ventilhubes ist

$$d_A^2\,\frac{\pi}{4} - q = 0{,}769\left(d_E^2\,\frac{\pi}{4} - q\right).$$

Es ist $q = d_s^2\,\frac{\pi}{4}$, wobei $d_s \sim 0{,}35\,d_E$ an der Stelle des Schaftes ist, die sich bei voll geöffnetem Ventil in Höhe des Ventil-Durchlasses befindet. Infolgedessen ist

$$d_A = 0{,}89\,d_E\,.$$

Für die Festlegung der den einzelnen Zylinderdurchmessern zugeordneten Ventilgrößen sind folgende Punkte zu beachten:

Die Ventilachsen dürfen gegen die Zylinderachse nicht übermäßig geneigt sein, damit der Kolben nicht eine Überhöhung erhalten muß, um das notwendige Verdichtungsverhältnis abgeben zu können.

Aus dem gleichen Grunde darf der Zylinderkopf nicht über den Zylinderdurchmesser hinaus taschenartig erweitert sein.

Die Ventildurchmesser dürfen nur so groß gewählt werden, daß die durch die Ventilunterkante im geöffneten Zustande gelegte Ebene einen reichlichen, etwa den doppelten Ventildurchgangs-Querschnitt aufweist, der aber gleichmäßig um das Ventil herum verteilt sein soll. Die Ventile dürfen sich in der Stellung des vollen Hubes nicht berühren, damit beim Hängenbleiben eines Ventiles eine Zerstörung beider vermieden wird.

Zahlentafel 1 enthält für die Zylinderdurchmesser-Reihe von 45 bis 80 mm die unter Berücksichtigung der obigen Bedingungen erreichbaren Ventildurchmesser. Abb. 1 zeigt ein Konstruktionsbeispiel für einen Zylinder von 60 mm ⌀.

Aus den Ventildurchmessern lassen sich die bei einer gegebenen Strömungsgeschwindigkeit sekundlich durchströmenden Gemischmengen errechnen. Als größte Strömungsgeschwindigkeit am Einlaßventil, die für schnellaufende Motore noch einen hinreichenden Füllungsgrad ergibt, werden 60 m/s angenommen. Mit der Überschreitung dieser Geschwindigkeit tritt bei den meisten Maschinen ein Leistungsabfall ein.

[1]) *H. R. Ricardo:* „The Internal-Combustion Engine" 1922, Blackie & Son Ltd. London.

Zahlentafel 1
Einlaßventile

1. Zylinderdurchmesser	mm	45	50	55	60	65	70	75	80
2. Ventildurchgangsdurchmesser	mm	22	25	28	31	34	37	40	43
3. Querschnitt von 2	cm²	3,8	4,91	6,16	7,55	9,08	10,75	12,57	14,52
4. Schaftstärke d. geöff. Ventils in Höhe von 2	mm	8	9	10	11	12	13	14	15
5. Querschnitt von 4	cm²	0,5	0,636	0,785	0,95	1,13	1,327	1,54	1,77
6. Querschnittsdifferenz	cm²	3,3	4,274	5,375	6,6	7,95	9,423	11,03	12,75
7. Sekundliche Durchströmmenge	cm³/s	19 800	25 600	32 200	39 600	47 700	56 500	66 200	76 500
Hübe s bei n U/min: 4 000	cm	9,35	9,8	10,18	10,5	10,78	11	11,2	11,4
5 000		7,47	7,85	8,15	8,4	8,6	8,82	8,98	9,14
6 000		6,23	6,54	6,8	7	7,18	7,35	7,48	7,61
7 000		5,34	5,6	5,82	6	6,16	6,3	6,41	6,52
8 000		4,67	4,9	5,09	5,25	5,4	5,5	5,6	5,71
9 000		4,16	4,35	4,54	4,67	4,8	4,9	4,98	5,07
10 000		3,74	3,92	4,07	4,2	4,31	4,41	4,49	4,56

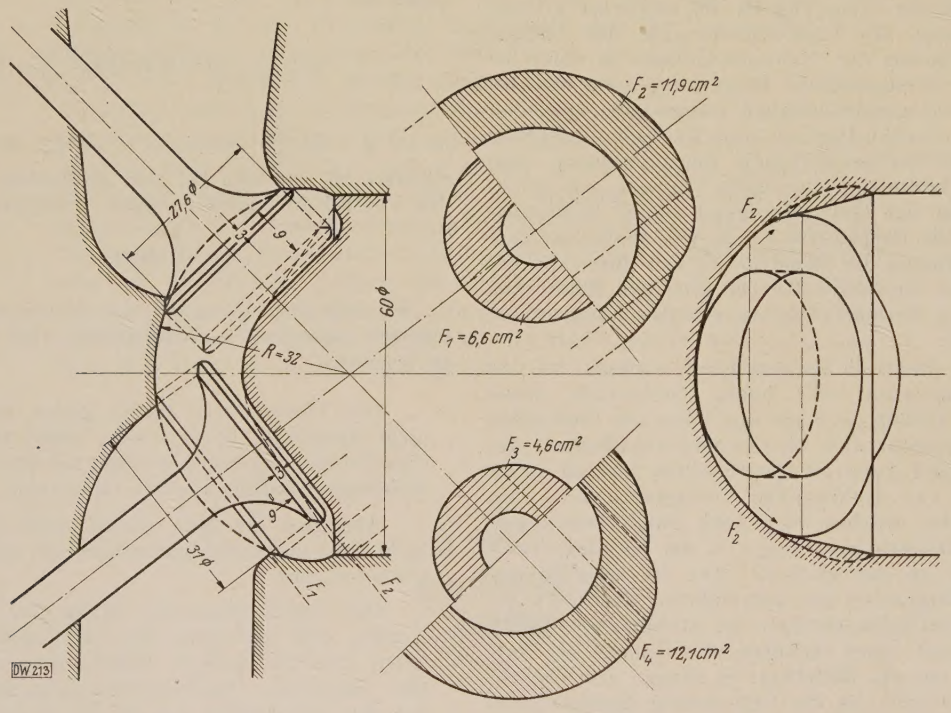


Abb. 1. Zylinderkopf mit ungleichen Ventildurchmessern $D = 60$ mm

Aus der größten sekundlich durchströmenden Gemischmenge V läßt sich der Hub s errechnen, der zu jedem Zylinderdurchmesser D bei gegebener Drehzahl n gehört.

Für die verschiedenen, den Werten von s und D jeweils zugeordneten Werte von n läßt sich ein Schaubild (Abb. 2) aufzeichnen, für dessen Beurteilung Kurven gleichen Hubraumes von 100 bis 550 cm³ und Kurven gleichen Verhältnisses $s : D$ eingetragen sind.

Aus dem Schaubild geht hervor, daß mit abnehmender Zylindergröße die erreichbare Drehzahlgrenze hinaufrückt. Die eingezeichneten Kurven gleichen Verhältnisses von Hub zu Bohrung sind nämlich gleichzeitig auch eine Darstellung des konstanten Verdichtungsverhältnisses ε, da der Rauminhalt der Zylinderköpfe, die den Angaben der Zahlentafel 1 entsprechen, annähernd mit der 3. Potenz des Zylinderdurchmessers anwächst. Bei $s = D$ wird bereits ein Wert von $\varepsilon = 5{,}5$ erreicht. Dieser Wert läßt sich kaum unterschreiten, da die sich aus seiner Verringerung durch Vergrößerung von D im Verhältnis zu s ergebende Verschlechterung der Bedingungen für den Verlauf des Verbrennungsvorganges die mögliche Leistungssteigerung durch Vergrößerung der Drehzahl bei gleichbleibendem Füllungsgrad mehr als aufwiegt.

Am Schluß der Untersuchung der Ventilgrößen ist noch die vierventilige Bauart zu erwähnen. Sie wird heute für kleine Schnelläufer nicht mehr angewandt. Ihr diente als Vorbild der Flugmotor, dessen große Zylinderabmessungen eine Unterteilung des Ventil-Querschnittes erforderten. Größere Öffnungs-Querschnitte werden dabei aber nicht erreicht. Abb. 3, eine Skizze des Zylinderkopfes eines Vauxhall-Rennmotors, zeigt die Nachteile der vierventiligen Bauart.

Nach der Betrachtung der räumlichen Grenzen folgt die Behandlung der zeitlichen Probleme. Die Grundlage

der Untersuchung bilden die Steuerzeiten, d. h. die Zeitpunkte für Beginn und Ende des Steuervorganges. Es ist bei der Betrachtung einer Reihe von Motorentypen mit den verschiedensten Drehzahlen eine gewisse Tendenz für die Zunahme des Öffnungswinkels mit steigender Drehzahl festzustellen. Sie ist jedoch mit Rücksicht auf die einwandfreie Durchführung des Arbeitsspieles geringfügig. Gegenüber einem Öffnungswinkel von 230° für einen Motor mit der Spitzenleistung bei 4000 Umdr./min wurde als größter Öffnungswinkel ein solcher von 260° an einem Norton-Rennmotor mit einer Spitzenleistung bei 5500 Umdr./min (Eö. 34° vor O. T. Es. 46° nach U. T. Aö. 60° vor U. T. As. 20° nach O. T.) festgestellt. Eine stärkere Überschneidung des Aus- und Einströmvorganges erscheint nicht als möglich.

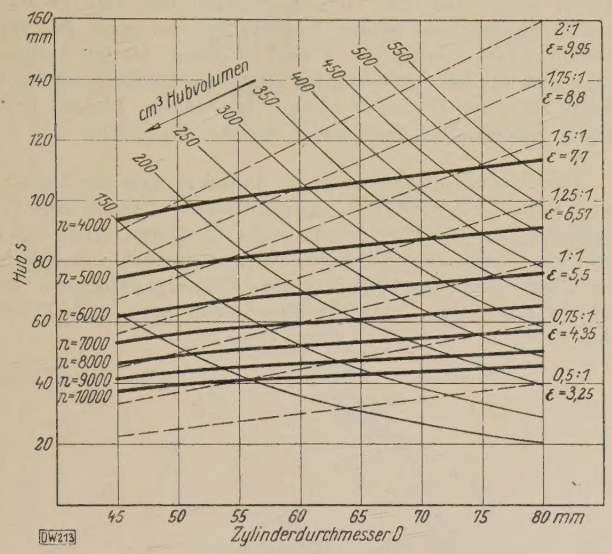


Abb. 2

Die Bedeutung einer Vergrößerung des Öffnungswinkels bis an das zulässige Maß liegt auch nicht in der Verlängerung des Zeitraumes für das Ein- und Ausströmen. Ein großer Öffnungswinkel bedeutet vielmehr die Möglichkeit, überhaupt eine Nockenform zu finden, die eine einwandfreie Steuerung bei sehr hohen Drehzahlen gewährleistet.

Nockenformen, bei denen kein unmittelbarer Übergang von der Aufwärts- zur Abwärtsbewegung stattfindet, bei denen also in den Spitzenkreis ein konzentrisch zum Grundkreis verlaufendes Kreisbogenstück eingeschaltet ist, sollen hier ausgeschaltet werden, da sie bei rasch laufenden Motoren zu hohe Beschleunigungswerte ergeben. Sie fallen im übrigen nicht aus dem Rahmen der folgenden Betrachtung heraus. Nur wäre jedesmal der Öffnungswinkel um denjenigen

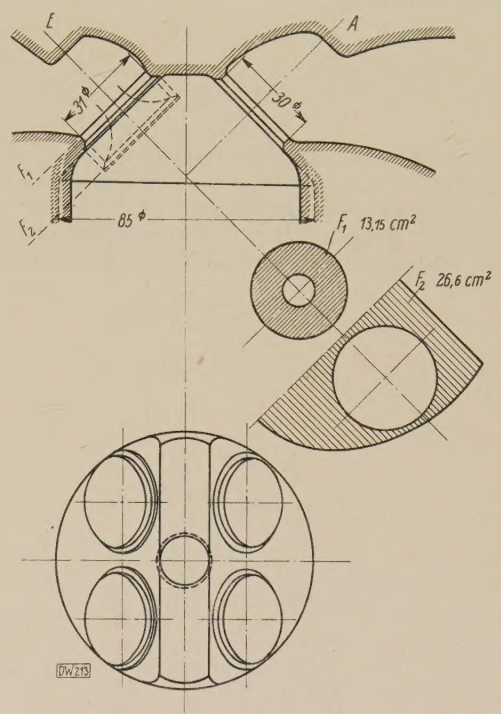


Abb. 3. Zylinderkopf Vauxhall $D = 85$, $s = 132$, 4 Zyl. 3000 cm³

Winkel zu verringern, der durch den Sektor jenes Kreisbogenstückes herausgeschnitten wird.

Zur Berücksichtigung der Überwindung der notwendigen Stößelluft s ist der Öffnungswinkel α noch um β zu vergrößern, wobei

$$\cos\beta = \frac{G+\varrho}{G+\varrho+s}$$

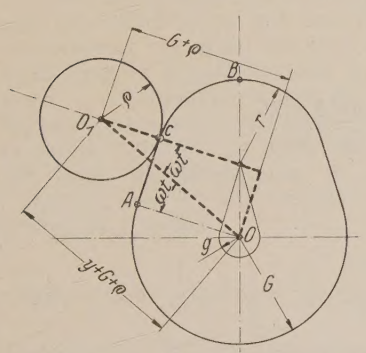


Abb. 4. Bewegung des Rollenstößels auf der graden Anlauffläche

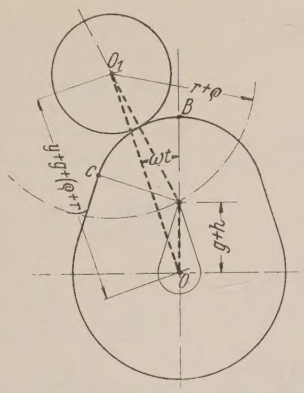


Abb. 5. Bewegung des Rollenstößels auf dem Spitzenkreis

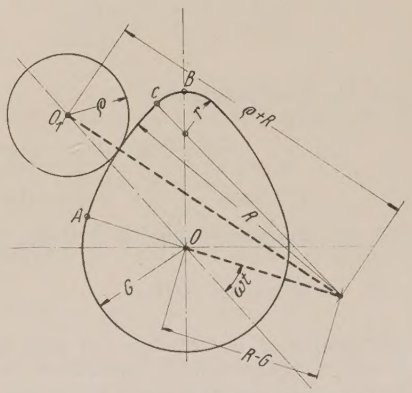


Abb. 6. Bewegung des Rollenstößels auf der gekrümmten Anlauffläche

Die zwei möglichen Formen des Steuernockens sind der Tangentennocken, der nur in Verbindung mit einer gekrümmten Stößelfläche arbeiten kann, und der Kurvennocken, dessen Stößel auch eben ausgebildet werden darf.

Durch Öffnungswinkel und Radius der Stößelkrümmung ist der Spitzenkreis des Tangentennockens bestimmt. ist (siehe Abb. 7). Der Spitzenkreisradius ist dann wie folgt bestimmt:

$$r = G - (G + h - r)\cos(\alpha+\beta)$$

$$r = G - \frac{h\cos(\alpha+\beta)}{1-\cos(\alpha+\beta)}.$$

Bei der Drehung des Nockens mit der Winkelgeschwindigkeit ω vergrößert sich der Strahl 00_1 zwischen den Punkten A und C (Abb. 4) zu jeder Zeit t, um einen bestimmten Betrag y. Es ist, wenn in y die Stößelluft s einbezogen wird,

$$\cos \omega t = \frac{\varrho + G}{y + \varrho + G}$$

und der jeweilige Hub

$$y = \frac{\varrho + G}{\cos \omega t} - (G + \varrho),$$

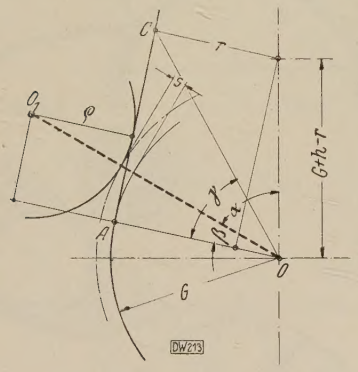


Abb. 7

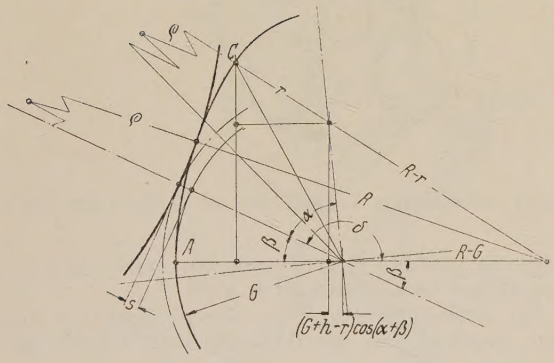


Abb. 8

die Hubgeschwindigkeit ist

$$y' = (\varrho + G)\,\omega \frac{\sin \omega t}{\cos^2 \omega t}$$

und die Beschleunigung

$$y'' = \frac{-(\varrho + G)\,\omega^2 (1 + 2 \operatorname{tg}^2 \omega t)}{\cos \omega t}.$$

Die Anfangsbeschleunigung beträgt, da $\omega t = 0$ ist.

$$y''_A = (\varrho + G)\,\omega^2.$$

Die Bewegung des Stößels auf dem Spitzenkreis zwischen B und C (siehe Abb. 5) entspricht den Verhältnissen des Kurbeltriebes mit einem Kurbelradius $R = g + h$ und einer Schubstangenlänge $r + \varrho$

$$\lambda = \frac{g + h}{r + \varrho}.$$

Der Weg y ist dann mit der bekannten Annäherung

$$y \simeq R \left(1 - \cos \omega t + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \omega t\right),$$

die Geschwindigkeit

$$y' = \omega R \sin \omega t\,(1 + \lambda \cos 2\,\omega t),$$

die Beschleunigung

$$y'' = \omega^2 R\,(\cos \omega t + \lambda \cos 2\,\omega t)$$

und die Spitzenbeschleunigung im Punkte B für $\omega t = 0$

$$y''_B = \omega^2 (g + h) \left(1 + \frac{g + h}{r + \varrho}\right).$$

Ein Vergleich der Beschleunigungswerte für die Punkte A und B zeigt, daß die Voraussetzungen für eine geringe Beschleunigung auf beiden Teilstrecken AC und BC verschieden sind. Zwischen A und C geben kleiner Grundkreis und kleiner Stößelradius günstige Beschleunigungswerte, zwischen C und B kleiner Innenkreis, kleiner Hub, großer Stößelradius und großer Spitzenkreisradius.

Der Kurvennocken entsteht dadurch, daß die Verbindung zwischen Grundkreis und Spitzenkreis durch eine gekrümmte Linie, die aus einem oder mehreren Kreisbögen bestehen kann, bewirkt wird. Die Stößelluft verursacht auch hier eine Vergrößerung des Öffnungswinkels α um den Betrag β, der eine Funktion von ϱ, s und R ist. Abb. 8.

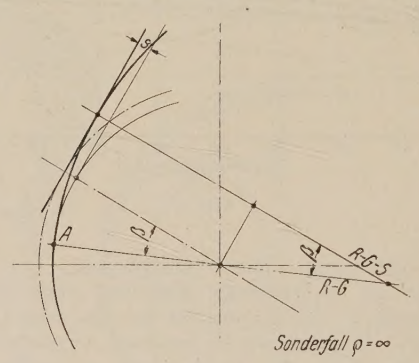


Abb. 9

Es sei

$$\beta = 180^\circ - \delta,$$

dann ergibt sich

$$\operatorname{tg} \frac{\delta}{2} = \sqrt{\frac{(\Sigma - b)(\Sigma - c)}{\Sigma (\Sigma - a)}},$$

wobei

$$a = \varrho + R$$
$$b = \varrho + G + s$$
$$c = R - G$$
$$\sum = \frac{1}{2}(a + b + c) = \varrho + R + \frac{s}{2}$$

sind.

Für den Sonderfall $\varrho = \infty$, Abb. 10, ist

$$\cos \beta = \frac{R - G - s}{R - G}.$$

Besteht die Krümmung zwischen Grund- und Spitzenkreis nur aus einem einzigen Kreisbogen mit dem Radius R, so

besteht zwischen R und r bei gegebenen Nockengrundmaßen G, h, α folgende Beziehung, Abb. 8:

$$(R-r)^2=(G+h-r)^2\sin^2(\alpha+\beta)+[R-G+(G+h-r)\cos(\alpha+\beta)]^2$$

$$G+h=H \qquad \alpha+\beta=\varphi$$

$$r=\frac{R(H\cos\varphi-G)-GH\cos\varphi+\frac{G^2+H^2}{2}}{R(\cos\varphi-1)-G\cos\varphi+H}$$

$$H\cos\varphi-G=m$$

$$-GH\cos\varphi+\frac{G^2+H^2}{2}=n$$

$$\cos\varphi-1=o$$

$$-G\cos\varphi+H=p$$

$$r=\frac{Rm+n}{Ro+p}$$

$$R=\frac{-rp+n}{ro-m}.$$

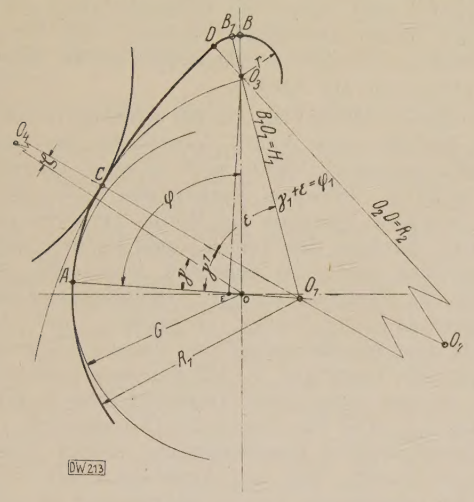


Abb. 10

wobei

$$t=-R_1\cos\varepsilon+H_1$$

$$\mu=-R_1H_1\cos\varepsilon+\frac{R_1^2+H_1^2}{2}$$

$$v=\cos\varepsilon-1$$

$$w=H_1\cos\varepsilon-R_1$$

und

$$H_1=r+\sqrt{(H-r)^2+(R_1-G)^2+2(H-r)(R_1-G)\cos\varphi}$$

sind.

Die Beschleunigung während der Bewegung des Stößels auf dem Spitzenkreis verläuft beim Kurvennocken genau wie bei dem Tangentennocken, während die Bewegungsverhältnisse auf der Anlaufkurve wiederum mit dem Kurbeltrieb verglichen werden können, Abb. 6.

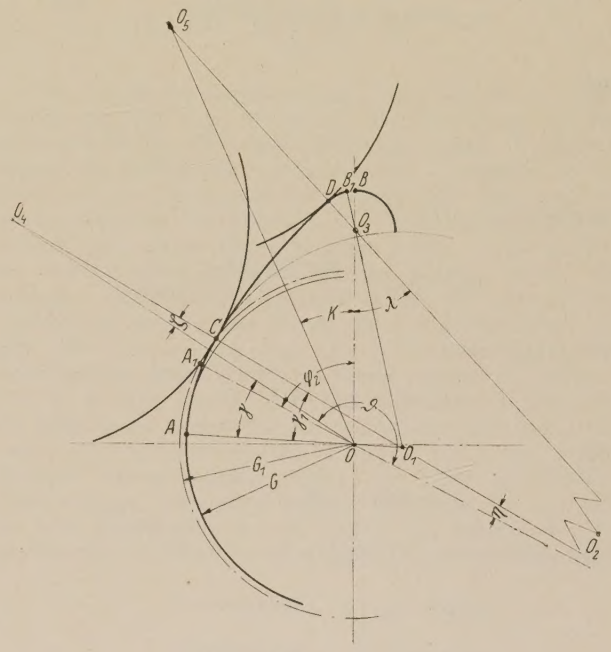


Abb. 11

Besteht die Krümmung zwischen Grund- und Spitzenkreis aus zwei Kreisbögen mit den Radien R_1 und R_2 (eine Verwendung von mehr als zwei Kreisbögen kommt praktisch nicht in Frage), so wird R_2 bei gegebenem Spitzenkreis r, Anfangskrümmung R_1 und Winkelbereich der Anfangskrümmung γ (zwischen A und C) folgendermaßen bestimmt, Abb. 10. An Stelle des Nockensystems $A\,O\,O_3\,B$ mit dem Grundkreisradius G tritt ein neues System $C\,O_1\,O_3\,B_1$ mit R_1 als Grundkreisradius. Der Öffnungswinkel ist ε, wobei

$$\operatorname{tg}\varphi_1=\operatorname{tg}(\gamma_1+\varepsilon)=\frac{(H-r)\sin\varphi}{R_1-G+(H-r)\cos\varphi}\quad\text{für}\quad\varphi<90^\circ$$

errechnet aus den Beziehungen in dem rechtwinkligen Dreieck $O_1\,O_3\,E$ ist. Aus dem Dreieck $O\,O_1\,O_4$ ergibt sich:

$$\gamma_1=\gamma-\zeta$$

$$\sin\zeta=\frac{(R_1-G)\sin\gamma}{R_1+\varrho},$$

dann ist R_2 wie folgt bestimmt:

$$R_2=\frac{-rt+\mu}{rv-w},$$

Kurbelradius ist $R-G$, Schubstange $R+\varrho$

$$\lambda=\frac{R-G}{R+\varrho}.$$

Die Beschleunigung zwischen A und C verläuft demnach nach der Gleichung

$$y''=\omega^2(R-G)\left(\cos\omega t-\frac{R-G}{R+\varrho}\cos 2\omega t\right),$$

die Anfangsbeschleunigung im Punkte A für $\omega t=0$ ist

$$y''_A=\omega^2(R-G)\left(1-\frac{R-G}{R+\varrho}\right).$$

Für den Sonderfall $\varrho=\infty$, d. h. bei ebenem Stößel ist $\lambda=0$. Die Beschleunigung auf der Anlaufkurve ist dann

$$y''=\omega^2(R-G)\cos\omega t,$$

im Punkte A

$$y''_A=\omega^2(R-G)$$

und auf dem Spitzenkreis

$$y''=\omega^2(g+h)\cos\omega t$$

bzw. $$y''_B=\omega^2(g+h).$$

Mithin werden niedrige Beschleunigungswerte beim Kurvennocken erreicht durch kleinen Krümmungsradius der Anlaufkurve, großen Grundkreis und kleinen Stößelradius auf der Anlaufkurve und kleinen Grundkreis, kleinen Hub, großen Spitzenkreis und großen Stößelradius auf dem Spitzenkreis. Der ebene Stößel verhält sich auf der Anlaufkurve ungünstiger, günstiger dagegen auf dem Spitzenkreis als der gekrümmte Stößel.

Die Beschleunigungsverhältnisse zwischen den Punkten C und D der An- oder Ablaufkurve mit zwei Krümmungsradien, Abb. 11, werden mit Hilfe eines zweiten Nockensystems mit dem Mittelpunkte O, dem Öffnungswinkel φ_2 und dem Grundkreisradius G_1, an den der zweite Krümmungsradius R_2 sich tangential anschließt, festgestellt. Die Bestimmung der Winkel, die jeweils zur Errechnung der Beschleunigungswerte notwendig sind, erfordert einige Hilfsrechnungen. Im Dreieck $O\,O_1\,O_2$, Abb. 11, ist

$$\operatorname{tg}\eta = \frac{(R_1 - G)\sin\gamma_1}{(R_2 - R_1) + (R_1 - G)\cos\gamma_1}$$

und

$$G_1 = R_2 - OO_2 = R_2 - \frac{(R_1 - G)\sin\gamma_1}{\sin\eta},$$

im Dreieck $O_4\,O\,O_2$ ist

$$\operatorname{tg}\vartheta = \frac{(R_2 + \varrho)\sin\eta}{(R_2 - G_1) - (R_2 + \varrho)\cos\eta},$$

dadurch können

$$\varphi_2 = \varphi - \gamma + 180^\circ - \vartheta$$

und

$$\omega t_C = 180^\circ - \vartheta$$

bestimmt werden. Es sind

$$\omega t_{1D} = \varphi_2 - \varkappa \quad \text{(Anlaufkurve)}$$

$$\omega t_{2D} = \varkappa \quad \text{(Spitzenkreis)},$$

wobei

$$\operatorname{tg}\varkappa = \frac{(\varrho + r)\sin\lambda}{(H - r)(\varrho + r)\cos\lambda} \quad (\Delta\, OO_3O_5)$$

$$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2} = \sqrt{\frac{(\Sigma - b)(\Sigma - c)}{\Sigma(\Sigma - a)}} \quad (\Delta\, OO_2\,O_3)$$

und

$$\Sigma = \frac{1}{2}(a + b + c) = R_2 - r + \frac{H}{2} - \frac{G_1}{2}$$

$$a = R_2 - G_1$$

$$b = H - r$$

$$c = R_2 - r$$

$$\Sigma - b = R_2 - \frac{H}{2} - \frac{G_1}{2}$$

$$\Sigma - c = \frac{H}{2} - \frac{G_1}{2}$$

$$\Sigma - a = \frac{H}{2} - \frac{G_1}{2} - r \text{ sind.}$$

Für den Stößelradius $\varrho = \infty$ vereinfacht sich diese Rechnung:

$$\operatorname{tg}\eta = \frac{(R_1 - G)\sin\gamma}{(R_2 - R_1) + (R_1 - G)\cos\gamma}, \quad \gamma_1 = \gamma$$

$$G_1 = R_2 - \frac{(R_1 - G)\sin\gamma}{\sin\eta},$$

es sind ferner

$$\omega t_C = \eta \qquad \varphi_2 = \varphi - \gamma + \eta \qquad \omega t_{1D} = \varphi_2 - \lambda$$

$$\omega t_{2D} = \lambda \qquad da\ \varkappa = \lambda \text{ ist.}$$

Nachdem die Beschleunigungsverhältnisse der verschiedenen Nockenformen klargelegt sind, sollen die Anforderungen des Betriebes gekennzeichnet werden, damit nach diesen die Auswahl des günstigsten Nockens erfolgen kann. Es wurde bereits erwähnt, daß jeder Versuch, einen Nocken mit einem völligen Öffnungsdiagramm zu entwerfen, um die Strömungsgeschwindigkeit am Ventil günstig zu beeinflussen, bei hohen Drehzahlen aussichtslos ist. Maßgebend ist beim Entwurf eines Nockens für höchste Drehzahlen allein die Erreichung möglichst niedriger Beschleunigungswerte. Die Höchstgrenzen dieser Beschleunigungswerte sind durch die Beanspruchungen der Baustoffe der Steuerungsorgane gegeben. Die Feststellung dieser Beanspruchungen erfordert eine nähere Betrachtung des Kräftespieles am Nocken.

Solange der Nocken sich in der wirkungsfreien Periode bewegt, befinden sich Ventil, Ventilfeder und der gegebenenfalls zwischen Ventil und Nocken eingeschaltete Stößel in Ruhe. Zwischen Nocken und Stößel ist ein geringes, im kalten Zustande des Motors größeres, im heißen durch das Wachsen des Ventiles aufs kleinste zusammengeschrumpftes Spiel als Sicherheit gegen ein unzeitiges Anheben des Ventiles, das den Arbeitsvorgang im Zylinder erheblich stören würde, vorhanden. Nach Überwindung des Ventilspieles zwingt der Nocken mit seiner Hubbewegung das Ventil und die mit ihm zusammenhängenden Körper zu einer plötzlichen Änderung ihrer Geschwindigkeit von null auf das durch die Nockenform gegebene Maß. Diese heftige Beschleunigung erfolgt unter einer stoßartigen Kraft. Bei der Annahme eines konstanten Maßes der elastischen Zusammendrückung ist die Größe der Stoßkraft durch die Beschleunigung auf Grund der Nockenform und die Masse des Ventiles und der verbundenen Körper bestimmt. Bei der überragenden Größe der Stoßkraft können die auftretenden Reibungskräfte unberücksichtigt bleiben.

Während der folgenden Hubbewegung ist an jedem beliebigen Punkte ein Druck von der Größe Masse des Ventiles und der zugehörigen Organe × Beschleunigung, sowie der jeweiligen Federkraft vorhanden, der an der Oberfläche des Nockens eine entsprechende Reibungskraft hervorruft. Nach Überwindung der Anlaufkurve, d. h. beim Übergang und während der Bewegung auf dem Spitzenkreis des Nockens, tritt eine Verzögerung der Hubbewegung ein. Das Ventil mit seinen zugehörigen Organen wird dabei durch den Druck der Ventilfeder veranlaßt, der Krümmung des Nockens zu folgen. Die Ventilfederkraft muß groß genug sein, um der unter ihrem Einfluß stehenden Masse die am Übergang und während der Bewegung auf dem Spitzenkreis auftretende Beschleunigung jeweils erteilen zu können. Während also bei der höchsten Betriebsdrehzahl die Nockenspitze nahezu entlastet ist, tritt bei niedrigen Drehzahlen, besonders im Leerlauf, eine erhebliche Belastung durch die freie Federkraft auf.

Das Kräftespiel der Abwärtsbewegung auf dem Spitzenkreis entspricht dem der Aufwärtsbewegung. Ebenso treten auch auf der Ablaufkurve die gleichen Kräfte wie auf der Anlaufkurve auf, nur vermindern die Reibungskräfte den Druck auf die Nockenoberfläche. Die

Abwärtsbewegung des Ventiles wird schließlich durch das Aufschlagen des Ventilkegels auf seinen Sitz, das wieder stoßartig vor sich geht, beendet.

Aus diesem Kräftespiel ergeben sich folgende wesentliche Beanspruchungen der Steuerungselemente:

1. Druck auf Stößel- und Nockenoberfläche, d. h. zwischen zwei gekrümmten, bzw. einer gekrümmten und einer geraden Fläche, stoßartig beim Anhub;
2. Druck auf Stößel und Nockenoberfläche = Massendruck + Federkraft, während der Bewegung auf der An- und Ablaufkurve; auf dem Spitzenkreis Federdruck nur im Leerlauf mit allmählicher Verringerung bei steigender Drehzahl;
3. Stoß auf den Kopf des Ventilschaftes, der für die Befestigung des Federtellers mit irgendwelchen Einschnürungen versehen ist, beim Hubbeginn;
4. Zugbeanspruchung des Ventilschaftes, besonders an der Stelle der gefährlichen Einschnürung durch die gespannte Feder;
5. Stoß auf den Ventilkegel beim Aufsetzen des Ventiles, der sich beim Auslaßventil besonders ungünstig als Druckbeanspruchung zwischen zwei stark erhitzten Flächen und als Zugbeanspruchung des ebenfalls den heißen Verbrennungsgasen ausgesetzten Ventilschaftes, bei beiden Ventilen gleichmäßig als Zugbeanspruchung an der Einschnürung des Kopfes des Ventilschaftes äußert;
6. Reibung zwischen Nocken und Stößeloberfläche.

Die gefährlichsten Kräfte sind die Stöße beim Anhub und beim Ventilschluß, zumal, da sie unzählige Male in sehr kleinen Intervallen auftreten. Um die Stöße in erträglichen Grenzen zu halten, muß neben der äußersten Verringerung des Gewichtes der bewegten Steuerungsteile der Nocken eine geringe Anfangsbeschleunigung, aber auch eine geringe Spitzenbeschleunigung aufweisen, damit die Ventilfeder, deren Masse erheblich ins Gewicht fällt, klein gehalten werden kann. Die geringe Anfangsbeschleunigung muß sich außerdem über einen nicht zu kleinen Bereich ausdehnen, in den die notwendigen Toleranzen des Ventilspieles fallen, die durch die Längenänderung der Steuerungsorgane unter dem Einfluß der Betriebswärme oder auf Grund von Deformationen eintreten. Anschließend an diesen Bereich bis zum Beginn des Spitzenkreises können dagegen höhere Beschleunigungskräfte zugelassen werden.

Das Schema eines entsprechenden Beschleunigungsdiagrammes ist in Abb. 12 wiedergegeben. Es kann nur durch einen Nocken mit einer aus praktisch zwei Kreisbogen zusammengesetzten Anlaufkurve und einer entsprechenden Ablaufkurve verwirklicht werden. Der Tangentennocken scheidet ganz aus.

Zur Ermittlung der absoluten Größe der an den Steuerungsorganen wirkenden Kräfte sind für einige Zylinderabmessungen innerhalb der bisher betrachteten Reihe anschließend verschiedene Nocken berechnet.

Zunächst sind die den Zylinderabmessungen der Zahlentafel 1 entsprechenden Ventilhübe bestimmt. Die Berechnung folgt der üblichen Methode, als charakteristischen Durchgangs-Querschnitt die Mantelfläche eines Kegelstumpfes anzunehmen, dessen Kopfkreis = Ventildurchgangs-Durchmesser d, dessen Höhe bei dem fast ausschließlich verwendeten Ventilsitzwinkel von 45° gleich dem halben Ventilhub h und dessen Grundkreis $= d + h$ ist, Abb. 13,

$$M = \pi \sqrt{\frac{h^2}{4} + \frac{h^2}{2}\left(d + \frac{h}{2}\right)}; \quad h = -d + \sqrt{d^2 + \frac{2M}{\pi\, 0{,}707}}$$

und ergibt folgende Reihe:

$D =$	45	50	55	60	65	70	75	80	mm
$h =$	6	6,8	7,65	8,4	9,3	10,1	10,9	11,8	mm

Auf der Zahlentafel 2 ist die Berechnung verschiedener Nocken und der aus ihren Abmessungen sich ergebenden Beschleunigungswerte durchgeführt. Die angenommenen Ventilhübe sind jeweils um ein mittleres Ventilspiel von 0,2 mm vermehrt, der Bereich der An- und Ablaufkurve ist bis zu einem Ventilspiel von 0,3 mm ausgedehnt. Als Öffnungswinkel wurde ein Winkel von 130° (260° bezogen auf Kurbelwelle) gewählt.

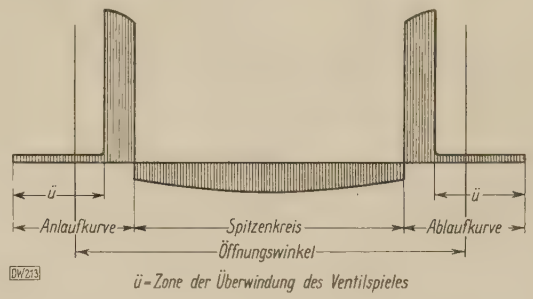


Abb. 12

Die Größe der Beschleunigung beim Beginn des Hubes wurde mit 1200 m/s², die größte Beschleunigung auf dem Spitzenkreis mit 2000 m/s² festgelegt. Diese Grenzwerte haben sich zuverlässig aus zahlreichen Versuchen an Motoren von verschiedenster Drehzahl bis 6000 Umdr./min ergeben, während beabsichtigte und unbeabsichtigte Überschreitungen dieser Werte in einer großen Zahl von Fällen unvermeidlich zu Ventilbrüchen geführt haben. Die einzelnen Beispiele der Zahlentafel sind für verschiedene Drehzahlen, der Nocken II, um die Unempfindlichkeit gegen eine Veränderung des Grundkreises zu zeigen, für verschiedene Grundkreisdurchmesser berechnet, während für die übrigen Nocken derjenige Grundkreisdurchmesser als günstigster ausgewählt ist, der bei der höchsten Drehzahl einen Spitzenkreis-Radius von 3 bis 4 mm ergibt. Kleinere Werte müssen wegen der sonst auftretenden Überlastungen vermieden werden. Sämtliche Nocken sind für zwei Stößelradien $\varrho = 80$ und $\varrho = \infty$ berechnet. Der Einfluß des Stößelradius ist ebenfalls nicht erheblich. Eine

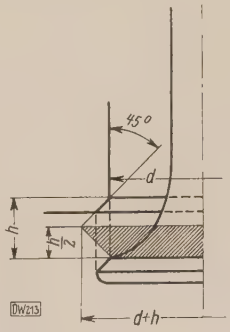


Abb. 13

Vergrößerung läßt allerdings ein geringeres Ansteigen, also der höchste Wert $\varrho = \infty$ die höchste Betriebsdrehzahl zu. Eine flache Krümmung ist aber besser herzustellen, da mit ihr jede hohle Stelle, die die Beanspruchung der angrenzenden Stellen erhöhen würde, vermieden werden kann. Es muß hier erwähnt werden, daß die Genauigkeit des üblichen Herstellungsverfahrens, des Schleifens mit einer Kopiervorrichtung, für derartige Nocken nicht ausreicht, sondern daß ein sorgfältiges Nachschleifen und Polieren von Hand notwendig ist, wobei eine Kontrolle der Nockenform durch optische Vergrößerung sich als sehr vorteilhaft erwiesen hat.

Aus der Zahlentafel 2 sind die Ergebnisse für die Nocken II und III auf den Abb. 14 und 15 aufgezeichnet, welche den Einfluß der Veränderung des Grundkreisdurchmessers und des Stößelradius erkennen

Zahlentafel 2

Lfd. Nr.	Bezeichnung Nocken mit $\varrho = 80$	Nocken mit $\varrho = \infty$	Dimension	Nocken I $G = 8\ h = 6{,}2\ H = 14{,}2$ $\alpha = 65^0$ a $\varrho = 80$	Nocken I b $\varrho = \infty$	Nocken IIa $G = 10\ h = 7{,}2\ H = 17{,}2$ $\alpha = 65^0$ $\varrho = 80$	IIa $\varrho = 80$	IIb $G = 15$ $\alpha = 65^0$ $\varrho = 80$
1	n (Kurbelwelle)	. . . . .	U/min	7700	8000	6000	7000	6000
2	ω^2 (Nockenwelle) . . .	. . . . .	1/sec²	162500	176000	99000	134500	99000
3	$v = \frac{y''_A}{\omega^2}$ $(y''_A = 1200\ \mathrm{m/s^2})$	. . . . .	mm	7,39	6,82	12,12	8,92	12,12
4	$\varrho\, v$	. . . . .	mm²	591		970	714	970
5	$\varrho\, v + \varrho\, G + G^2$	. . . . .	mm²	1295		1870	1614	2395
6	$\varrho + G - v$	. . . . .	mm	80,41		77,88	81,08	82,88
7	$R_1 = \frac{(5)}{(6)}$	$R_1 = \frac{y''_A}{\omega^2} + G$ . . .	mm	16,12	14,82	24	19,9	28,9
8	$R_1 - G - \frac{s_1}{2}$ $(s_1 = 0{,}2)$.	. . . . .	mm	8,02		13,9	9,8	13,8
9	$\left(R_1 - G - \frac{s_1}{2}\right)\left(\varrho + G + \frac{s_1}{2}\right)$	. . . . .	mm²	706		1253	883	1312
10	$\frac{s_1}{2}\left(\varrho + R_1 + \frac{s_1}{2}\right)$	. . . . .	mm²	9,622		10,41	10,0	10,9
11	$\frac{(9)}{(10)}$	. . . . .	—	73,5		120,1	88,4	120,2
12	$\mathrm{tg}\,\frac{\delta_1}{2} = \sqrt{\frac{(9)}{(10)}}$	$\cos\beta = \frac{R_1 - G - s_1}{R_1 - G}$.	—	8,575	0,971	10,96	9,4	10,96
13	$\frac{\delta_1}{2}$	β	°	83° 20′	13° 50′	84° 50′	84°	84° 50′
14	$\varphi = \alpha + \beta = \alpha + (180 - \delta)$	$\varphi = \alpha + \beta$	°	78° 20′	78° 50′	75° 20′	77°	75° 20′
15	$\sin\varphi$	$\sin\varphi$	—	0,97934	0,98107	0,96742	0,97437	0,96742
16	$\cos\varphi$	$\cos\varphi$	—	0,20222	0,19366	0,2532	0,22495	0,25320
17	$\left(R_1 - G - \frac{s_2}{2}\right)\left(\varrho + G + \frac{s_2}{2}\right)$ $s_2 = 0{,}3$	. . . . .	mm²	703		1250	879	1309
18	$\frac{s_2}{2}\left(\varrho + R_1 + \frac{s_2}{2}\right)$ . . .	. . . . .	mm²	14,45		15,7	15,1	16,38
19	$\frac{(17)}{(18)}$	. . . . .	—	48,6		79,6	58,2	80,0
20	$\mathrm{tg}\,\frac{\delta_2}{2} = \sqrt{\frac{(17)}{(18)}}$	$\cos\gamma = \frac{R_1 - G - s_2}{R_1 - G}$.	—	6,97	0,957	8,92	7,64	8,95
21	$\frac{\delta_2}{2}$	. . . . .	—	81° 50′		83° 40′	82° 30′	83° 40′
22	$\gamma = 180 - \delta$.	γ	°	16° 20′	16° 50′	12° 40′	15°	12° 40′
23	$\sin\gamma$	$\sin\gamma$	—	0,28123	0,2896	0,21928	0,25882	0,21928
24	$w = \frac{y''_B}{\omega^2}$ $(y''_B = 2000\ \mathrm{m/s^2})$	. . . . .	mm	12,3	11,36	20,2	14,85	20,2
25	$w\,\varrho$	. . . . .	mm²	983		1616	1190	1616
26	$-w\varrho + \varrho H + H^2$ . . .	. . . . .	mm²	355		558	481,8	653
27	$w + \varrho + H$	. . . . .	mm	106,5		117,4	112,05	122,4
28	r	$r = G + h - w$ . . .	mm	3,34	2,84	0,475	4,3	5,33
29	$H - r$	. . . . .	mm	10,86	11,36	16,725	12,9	16,87
30	$(H - r)\sin\varphi$	. . . . .	mm	10,62	11,14	16,2	12,58	16,31

Zahlentafel 2

IIb $h = 7{,}2$ $H = 22{,}2$	IIc $G = 10$ $h = 7{,}2$ $\varrho = \infty$	Nocken IId $G = 15$ $h = 7{,}2$ $\varrho = \infty$		IIIa $G = 12{,}5$ $h = 8{,}2$ $H = 20{,}7$ $\alpha = 65°$ $\varrho = 80$	IIIb $G = 12{,}5$ $\varrho = \infty$		IV $G = 14$ $h = 9{,}7$ $H = 23{,}7$ $\alpha = 65°$ a $\varrho = 80$	 b $\varrho = \infty$	Nocken V $G = 16$ $h = 11{,}2$ $H = 27{,}2$ $\alpha = 65°$ a $\varrho = 80$	 b $\varrho = \infty$	Lfd. Nr.
7000	7000	6000	7000	6000	6000	7000	5500	6000	5000	5500	1
134500	134500	99000	134500	99000	99000	134500	83000	99000	68500	83000	2
8,92	8,92	12,12	8,92	12,12	12,12	8,92	14,46	12,12	17,5	14,46	3
714				970			1158		1400		4
2139				2136			2474		2936		5
86,08				80,38			79,54		78,5		6
24,85	18,92	27,12	23,92	26,6	24,65	21,42	31,1	26,12	37,4	30,46	7
9,75				14,0			17		21,3		8
927				1296			1600		2048		9
10,495				10,67			11,12		11,75		10
88,3				121,5			143,8		174		11
9,4	0,977	0,983	0,977	11,02			12		13,2	0,986	12
84°	12° 20′	10° 30′	12° 20′	84° 50′			85° 10′		85° 40′	9° 40′	13
77°	77° 20′	75° 30′	77° 20′	75° 20′	75° 30′	77° 20′	74° 40′	75° 30′	73° 40′	74° 40′	14
0,97437	0,97566	0,96815	0,97566	0,96742	0,96815	0,97566	0,9644	0,96815	0,95964	0,9644	15
0,22495	0,21928	0,25038	0,21928	0,25320	0,25038	0,21928	0,26443	0,25038	0,28123	0,26443	16
923							1596		2044		17
15,75							16,71		17,65		18
58,6							95,4		115,8		19
7,65	0,967	0,975	0,967				9,78		10,77	0,98	20
82° 30′							84° 10′		84° 40′		21
15°	14° 50′	12° 50′	14° 50′	12° 40′	12° 50′	14° 50′	11° 40′	12° 50′	10° 40′	11° 30′	22
0,25882	0,25601	0,22212	0,25601	0,21928	0,22212	0,25601	0,20222	0,22212	0,18509	0,19937	23
14,85	14,85	20,2	14,85	20,2	20,2	14,85	24,1	20,2	29,2	24,1	24
1190				1616			1928		2336		25
1079				470			521		582		26
117,06				120,9			127,8		136,4		27
9,2	2,35	2	7,35	3,9	0,5	0,585	4,08	3,5	4,25	3,1	28
13	14,85	20,2	14,85	16,8			19,62	20,2	22,95	24,1	29
12,68	14,5	19,57	14,5	16,26			18,91	19,57	22,05	23,25	30

Zahlentafel 2 (Fortsetzung)

Lfd. Nr.	Bezeichnung Nocken mit $\varrho = 80$	Nocken mit $\varrho = \infty$	Dimension	Nocken I $G=8\ h=6{,}2\ H=14{,}2\ \alpha = 65^0$ a $\varrho = 80$	 b $\varrho = \infty$	Nocken IIa $G=10\ h=7{,}2\ H=17{,}2\ \alpha = 65^0\ \varrho = 80$		IIb $G=15\ \alpha = 65^0\ \varrho = 80$
31	$(H-v)\cos\varphi$		mm	2,2	2,2	4,24	2,905	4,27
32	$R_1 - G$		mm	8,12	6,82	14,0	9,9	13,9
33	$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{(30)}{(31)+(32)}$		—	1,029	1,237	0,888	0,981	0,898
34	φ_1		°	45° 50′	51°	41° 40′	44° 30′	42°
35	$(R_1 - G)\sin\gamma$		mm	2,283		3,07	2,56	3,06
36	$\sin\zeta = \frac{(35)}{R_1+\varrho}$		—	0,02375		0,0295	0,0256	0,0281
37	ζ		°	1° 20′		1° 40′	1° 30′	1° 40′
38	$\gamma_1 = \gamma - \zeta$	$\gamma_1 = \gamma$	°	15°	16° 50′	11°	13° 30′	11°
39	$(H-r)^2$		mm²	117,8	128,6	280	166,4	285
40	$(R_1 - G)^2$		mm²	66	46,5	196	98,01	193
41	$2(H-r)(R_1 - G)\cos\varphi$		mm²	35,72	30,0	118,8	57,5	118,6
42	$(39)+(40)+(41)$		mm²	219,52	205,1	594,8	321,91	596,6
43	$\sqrt{(42)}$		mm	14,8	14,32	24,39	17,94	24,4
44	$H_1 = r + (43)$		mm	18,14	17,16	24,865	22,24	29,73
45	$\varepsilon = \varphi_1 - \gamma_1$		°	30° 50′	34° 10′	30° 40′	31°	31°
46	$\cos\varepsilon$		—	0,85866	0,82741	0,86015	0,85717	0,5717
47	$R_1\cos\varepsilon$		—	13,84	12,28	20,64	17,05	24,75
48	$t = H_1 - R_1\cos\varepsilon$		mm	4,3	4,88	4,225	5,19	4,98
49	$-rt$		mm²	— 14,35	— 13,86	— 2,08	— 22,3	— 26,55
50	$-R_1 H_1\cos\varepsilon$		mm²	— 251,5	— 210,6	— 514	— 380	— 735
51	R_1^2		mm²	260	220	576	396	835
52	H_1^2		mm²	330	294	618	495	884
53	$\frac{R_1^2+H_1^2}{2}$		mm²	295	257	597	445,5	859,5
54	$u = (53)+(50)$		mm²	43,5	46,4	83	65,5	124,5
55	$-rt+u$		mm²	29,15	32,54	80,92	43,2	97,95
56	$v = \cos\varepsilon - 1$		—	— 0,14134	— 0,17259	— 0,13985	— 0,14283	— 0,14283
57	rv		mm	— 0,472	— 0,49	— 0,0664	— 0,614	— 0,761
58	$H_1\cos\varepsilon$		mm	15,59	14,2	21,4	19,03	25,45
59	$w = H_1\cos\varepsilon - R_1$		mm	— 0,53	— 0,62	— 2,6	— 0,87	— 3,45
60	$rv - w$		mm	0,058	0,13	2,5336	0,256	2,689
61	R_2		mm	502	250	32	168	36,4

Zahlentafel 2 (Fortsetzung)

IIb $h=72$ $H=2{,}22$	IIc $G=10$ $h=7{,}2$ $\varrho=\infty$	Nocken IId $G=15$ $h=7{,}2$ $\varrho=\infty$		IIIa $G=12{,}5$ $h=8{,}2$ $H=20{,}7$ $\alpha=65°$ $\varrho=80$	IIIb $G=12{,}5$ $\varrho=\infty$		IV $G=14$ $h=9{,}7$ $H=23{,}7$ $\alpha=65°$ a $\varrho=80$	b $\varrho=\infty$	Nocken V $G=16$ $h=11{,}2$ $H=27{,}2$ $\alpha=65°$ a $\varrho=80$	b $\varrho=\infty$	Lfd. Nr.
2,93	3,26	5,07	3,26	4,255			5,19	5,07	6,45	6,38	31
9,85	8,92	12,12	8,92	14,1			17,1	12,12	21,4	14,46	32
0,992	1,19	1,138	1,19	0,886			0,849	1,138	0,792	1,115	33
44° 50′	50°	48° 30′	50°	41° 30′	48° 30′	50°	40° 20′	48° 30′	38° 20′	48° 10′	34
2,55				3,09			3,465		3,96		35
0,02342				0,029			0,03117		0,0337		36
1° 20′				1° 40′			1° 50′		2°		37
13° 40′	14° 50′	12° 50′	14° 50′	11°	12° 50′	14° 50′	9° 50′	12° 50′	8° 40′	11° 30′	38
169	220,5	408,04	220,5	282,24	408,04	220,5	385	408,04	527	580	39
97	79,57	148,84	79,57	198,8	148,84	79,57	292	147	457	208	40
57,7	58,2	122,8	58,2	120	122,8	58,2	177,4	122,4	276,4	184,3	41
323,7	358,27	679,68	358,27	601,04	679,68	358,27	854,4	677,38	1260,4	972,3	42
18	18,92	26,05	18,92	24,5	26,05	18,92	29,25	26,05	35,52	31,2	43
27,2	21,27	28,05	26,27	28,4	26,55	24,77	33,33	29,5	39,77	34,3	44
31° 10′	35° 10′	35° 40′	35° 10′	30° 30′	35° 40′	35° 10′	30° 30′	35° 50′	29° 40′	36° 40′	45
0,85567	0,81748	0,81242	0,81748	0,86163	0,81242	0,81748	0,86163	0,81072	0,86892	0,80212	46
21,25	15,47	22,1	19,55	22,93	20,03	17,52	26,8	21,16	32,5	24,42	47
5,45	5,80	5,95	6,72	5,47	6,52	7,25	6,53	8,34	7,27	9,88	48
— 54,8	— 13,63	— 11,9	— 49,4	— 21,32	— 3,26	— 42,4	— 26,64	— 29,2	— 30,9	— 30,6	49
— 579	— 329	— 620	— 514	— 651	— 532,5	— 434	— 893	— 624	— 1292	— 838	50
618	358	739,8	572	707,6	608	459	965	680	1400	926	51
740	452	787	690	806,6	704	612	1110	870	1580	1174	52
679	405	763,4	631	757,1	656	535,5	1037,5	775	1490	1050	53
100	76	143,4	117	106,1	123,5	101,5	144,5	151	198	212	54
45,2	62,37	131,5	67,6	84,78	120,24	59,1	117,86	121,8	167,1	181,4	55
— 0,14433	— 0,18252	— 0,18758	— 0,18252	— 0,13837	— 0,18758	— 0,18252	0,13837	— 0,18928	— 0,13108	— 0,19788	56
— 1,328	— 0,429	— 0,37516	— 1,342	— 0,54	— 0,09379	— 1,068	— 0,565	— 0,663	— 0,5575	— 0,613	57
23,3	17,4	22,8	21,48	24,46	21,57	20,24	28,73	23,9	34,53	27,5	58
— 1,55	— 1,52	— 4,4	— 2,44	— 2,14	— 3,08	— 1,18	— 2,37	— 2,22	— 2,87	— 2,96	59
0,222	1,091	4,025	1,098	1,6	2,986	0,112	1,745	1,557	2,3125	2,347	60
203	57,1	32,7	61,5	53	40,6	536	67,5	78,2	72,4	77,5	61

Auswertung der Zahlentafel 2

Nocken Ia. $G=8$ $h=6{,}2$ $H=14{,}2$ $\alpha=65^\circ$ $\varrho=80$
$n=7700$ $R_1=16.12$ $r=3{,}34$ $R_2=502$

$\omega t=\gamma$

$y''_{1C}=162500\cdot0{,}00812\left(0{,}95964-\frac{0{,}00812}{0{,}09612}0{,}84182\right)=1170\,\mathrm{m/s^2}$

$\omega t=180-\vartheta$

$y''_{2C}=162500\cdot0{,}494\left(0{,}99958-\frac{0{,}494}{0{,}582}0{,}99831\right)=13300$

$\omega t=\varphi_2-\varkappa$

$y''_{1D}=162500\cdot0{,}494\left(0{,}99255-\frac{0{,}494}{0{,}582}0{,}9703\right)=13600$

$\omega t=\varkappa$

$y''_{2D}=162500\cdot0{,}01086\left(0{,}54951+\frac{0{,}01086}{0{,}08334}0{,}39608\right)=1062$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}00426$ $\quad G_1\sim8{,}2$
$\eta=0^\circ\,20'$
$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}0282$ $\quad\varphi_2=63^\circ\,40'$
$180-\vartheta=1^\circ\,40'$ $\quad\varphi_2-\varkappa=7^\circ$
$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0.611$ $\quad\operatorname{tg}\varkappa=1{,}525$
$\lambda=63^\circ$ $\quad\varkappa=56^\circ\,40'$

Nocken Ib. $G=8$ $h=6{,}2$ $H=14{,}2$ $\alpha=65^\circ$ $\varrho=\infty$
$n=8000$ $R_1=14{,}82$ $r=2{,}84$ $R_2=250$

$y''_{1C}=176000\cdot0{,}00682\cdot0{,}95715=1148\ \mathrm{m/s^2}$
$y''_{2C}=176000\cdot0{,}2418\cdot0{,}99939=43700$
$y''_{1D}=176000\cdot0{,}2418\cdot0{,}99939=43700$
$y''_{2D}=176000\cdot0{,}01136\cdot0{,}49242=985$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}00818$ $\quad G_1\sim8{,}2$
$\eta=30'$ $\quad\varphi_2=62^\circ\,30'$
$\varphi_2-\lambda=2^\circ$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}583$
$\lambda=60^\circ\,30'$

Nocken IIa. $G=10$ $h=7.2$ $H=17.2$ $\alpha=65^\circ$ $\varrho=80$
$n=6000$ $R_1=24$ $r=0{,}475$ $R_2=32$
$n=7000$ $R_1=19{,}9$ $r=4{,}3$ $R_2=168$

$n=6000$

$y''_{1C}=99000\cdot0{,}014\left(0{,}97566-\frac{0.014}{0{,}104}0{,}90383\right)=1178\,\mathrm{m/s^2}$

$y''_{2C}=99000\cdot0{,}0219\left(0{,}98858-\frac{0{,}0219}{0{,}112}0{,}95459\right)=1740$

$y''_{1D}=99000\cdot0{,}0219\left(0{,}79864-\frac{0{,}0219}{0.112}0{,}27564\right)=1615$

$y''_{2D}=99000\cdot0{,}016725\left(0{,}82577-\frac{0{,}016725}{0{,}080475}0{,}3638\right)=1244$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}1228$ $\quad G_1=10{,}1$
$\eta=7'$
$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}1528$ $\quad\varphi_2=71^\circ\,20'$
$180-\vartheta=8^\circ\,40'$ $\quad\varphi_2-\varkappa=37^\circ$
$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}3755$ $\quad\operatorname{tg}\varkappa=0{,}682$
$\lambda=41^\circ$ $\quad\varkappa=34^\circ\,20'$

$n=7000$

$y''_{1C}=134500\cdot0{,}0099\left(0{,}96593-\frac{0{,}0099}{0{,}0999}0{,}86603\right)=1172\ \mathrm{m/s^2}$

$y''_{2C}=134500\cdot0{,}158\left(0{,}99917-\frac{0{,}158}{0{,}248}0{,}99668\right)=7720$

$y''_{1D}=134500\cdot0{,}158\left(0{,}98531-\frac{0{,}158}{0{,}248}0{,}94167\right)=8190$

$y''_{2D}=134500\cdot0{,}0129\left(0{,}5807-\frac{0{,}0129}{0{,}0843}0{,}32557\right)=1095$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}01462$ $\quad G_1=10{,}1$
$\eta=50'$
$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}0403$ $\quad\varphi_2=64^\circ\,20'$
$180-\vartheta=2^\circ\,20'$ $\quad\varphi_2-\varkappa=9^\circ\,50'$
$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}598$ $\quad\operatorname{tg}\varkappa=1{,}402$
$\lambda=61^\circ\,40'$ $\quad\varkappa=54^\circ\,30'$

Nocken IIb. $G=15$ $h=7{,}2$ $H=22{,}2$ $\varrho=80$ $\alpha=65^\circ$
$n=6000$ $R_1=28{,}9$ $r=5{,}33$ $R_2=36{,}4$
$n=7000$ $R_1=24{,}85$ $r=9{,}2$ $R_2=203$

$n=6000$

$y''_{1C}=99000\cdot0{,}0139\left(0{,}97566-\frac{0{,}0139}{0{,}1089}0{,}90383\right)=1183\,\mathrm{m/s^2}$

$y''_{2C}=99000\cdot0{,}02125\left(0{,}98814-\frac{0{,}02125}{0{,}1164}0{,}95284\right)=1712$

$y''_{1D}=99000\cdot0{,}02125\left(0{,}79335-\frac{0{,}02125}{0{,}1164}0{,}25882\right)=1570$

$y''_{2D}=99000\cdot0{,}01687\left(0{,}82904-\frac{0{,}01687}{0{,}08533}0{,}37461\right)=1260$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}1256$ $\quad G_1=15{,}15$
$\eta=7^\circ\,10'$
$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}1542$ $\quad\varphi_2=71^\circ\,30'$
$180-\vartheta=8^\circ\,50'$ $\quad\varphi_2-\varkappa=37^\circ\,30'$
$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}3676$ $\quad\operatorname{tg}\varkappa=0{,}674$
$\lambda=40^\circ\,20'$ $\quad\varkappa=34^\circ$

$n=7000$

$y''_{1C}=134500\cdot0{,}00985\left(0{,}96593-\frac{0{,}00985}{0{,}10485}0{,}86603\right)=1170\,\mathrm{m/s^2}$

$y''_{2C}=134500\cdot0{,}188\left(0{,}99929-\frac{0{,}188}{0{,}283}0{,}99714\right)=8510$

$y''_{1D}=134500\cdot0{,}188\left(0{,}98769-\frac{0.188}{0{,}283}0{,}95106\right)=9000$

$y''_{2D}=134500\cdot0{,}013\left(0.57119+\frac{0{,}013}{0{,}0892}0{,}35293\right)=1090$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0124$ $\quad G_1\sim15{,}1$
$\eta=40'$
$\operatorname{tg}\vartheta=0{,}037$ $\quad\varphi_2=64^\circ\,10'$
$180-\vartheta=2^\circ\,10'$ $\quad\varphi_2-\varkappa=9^\circ$
$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}599$ $\quad\operatorname{tg}\varkappa=1.435$
$\lambda=62^\circ$ $\quad\varkappa=55^\circ\,10'$

Nocken IIc. $G=10$ $h=7{,}2$ $H=17{,}2$ $\varrho=\infty$ $\alpha=65^\circ$
$n=7000$ $R_1=18{,}92$ $r=2{,}35$ $R_2=57{,}1$

$y''_{1C}=134500\cdot0{,}00892\cdot0{,}96667=1158\ \mathrm{m/s^2}$
$y''_{2C}=134500\cdot0{,}0468\cdot0{,}99878=6280$
$y''_{1D}=134500\cdot0{,}0468\cdot0{,}90875=5730$
$y''_{2D}=134500\cdot0{,}01485\cdot0{,}63383=1267$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0488$ $\quad G_1=10{,}3$
$\eta=2^\circ\,50'$ $\quad\varphi_2=75^\circ\,20'$
$\varphi_2-\lambda=24^\circ\,40'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}473$
$\lambda=50^\circ\,40'$

Nocken IId. $G=15$ $h=7{,}2$ $H=22{,}2$ $\varrho=\infty$

$n=6000$ $R_1=27{,}2$ $r=2$ $R_2=32{,}7$

$n=7000$ $R_2=23{,}92$ $r=7{,}35$ $R_2=61{,}5$

$n=6000$

$y''_{1C}=99000\cdot0{,}01212\cdot0{,}975 = 1172$ m/s²

$y''_{2C}=99000\cdot0{,}01758\cdot0{,}98814=1720$

$y''_{1D}=99000\cdot0{,}01758\cdot0{,}78261=1360$

$y''_{2D}=99000\cdot0{,}0202\cdot0{,}83867=1675$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}1557$ $\quad G_1=15{,}12$

$\eta=8^0\,50'$ $\quad \varphi_2=71^0\,30'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}2955$ $\quad \lambda=33^0$ $\quad \varphi_2-\lambda=38^0\,30'$

$n=7000$

$y''_{1C}=1158$ m/s²

$y''_{2C}=134500\cdot0{,}0465\cdot0{,}99878=6250$

$y''_{1D}=134500\cdot0{,}0465\cdot0{,}90383=5650$

$y''_{2D}=134500\cdot0{,}01485\cdot0{,}6428=1285$

$\eta=2^0\,50'$ $\quad G_1=15{,}12$

$\varphi_2=75^0\,20'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}488$ $\quad \lambda=50^0$ $\quad \varphi_2-\lambda=25^0\,20'$

Nocken IIIa. $G=12{,}5$ $h=8{,}2$ $H=20{,}7$ $\varrho=80$ $\alpha=65^0$

$n=6000$ $R_1=26{,}6$ $r=3{,}9$ $R_2=53$

$y''_{1C}=99000\cdot0{,}0141\left(0{,}97566-\frac{0{,}0141}{0{,}1066}\,0{,}90383\right)=1195$ m/s²

$y''_{2C}=99000\cdot0{,}043\left(0{,}9954-\frac{0{,}043}{0{,}133}\,0{,}98163\right)=2890$

$y''_{1D}=99000\cdot0{,}043\left(0{,}89493-\frac{0{,}043}{0{,}133}\,0{,}60182\right)=2980$

$y''_{2D}=99000\cdot0{,}0168\left(0{,}74703-\frac{0{,}0168}{0{,}0839}\,0{,}11609\right)=1200$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0668$ $\quad G_1=12{,}7$

$\eta=3^0\,50'$

$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}0961$ $\quad \varphi_2=68^0\,10'$

$180-\vartheta=5^0\,30'$ $\quad \varphi_2-\varkappa=26^0\,30'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}461$ $\quad \operatorname{tg}\varkappa=0{,}889$

$\lambda=49^0\,20'$ $\quad \varkappa=41^0\,40'$

Nocken IIIb. $G=12{,}5$ $h=8{,}2$ $H=20.7$ $\varrho=\infty$ $\alpha=65^0$

$n=6000$ $R_1=24{,}65$ $r=0{,}5$ $R_2=40{,}6$

$y''_{1C}=99000\cdot0{,}01215\cdot0{,}975 = 1174$ m/s²

$y''_{2C}=99000\cdot0{,}0279\cdot0{,}9954=2748$

$y''_{1D}=99000\cdot0{,}0279\cdot0{,}88158=2435$

$y''_{2D}=99000\cdot0{,}0202\cdot0{,}76229=1525$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0972$ $\quad G_1=12{,}7$

$\eta=5^0\,30'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}3655$ $\quad \varphi_2=68^0\,30'$

$\lambda=40^0\,20'$ $\quad \varphi_2-\lambda=28^0\,10'$

Nocken IVa. $G=14$ $h=9{,}7$ $H=23.7$ $\varrho=80$ $\alpha=65^0$

$n=5500$ $R_1=31{,}1$ $r=4{,}08$ $R_2=67{,}5$

$y''_{1C}=83000\cdot0{,}0171\left(0{,}97934-\frac{0{,}0171}{0{,}1111}\,0{,}91822\right)=1190$ m/s²

$y''_{2C}=83000\cdot0{,}0533\left(0{,}99619-\frac{0{,}0533}{0{,}1475}\,0{,}98481\right)=2830$

$y''_{1D}=83000\cdot0{,}0533\left(0{,}89879-\frac{0{,}0533}{0{,}1475}\,0{,}61566\right)=2990$

$y''_{2D}=83000\cdot0{,}01962\left(0{,}74314-\frac{0{,}01962}{0{,}08408}\,0{,}10453\right)=1170$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0548$ $\quad G_1=14{,}2$

$\eta=3^0\,10'$

$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}0862$ $\quad \varphi_2=68^0$

$180-\vartheta=5^0$ $\quad \varphi_2-\varkappa=26^0$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}477$ $\quad \operatorname{tg}\varkappa=0{,}9$

$\lambda=51^0$ $\quad \varkappa=42^0$

Nocken IVb. $G=14$ $h=9{,}7$ $H=23{,}7$ $\alpha=65^0$ $\varrho=\infty$

$n=6000$ $R_1=26{,}12$ $r=3{,}5$ $R_2=78{,}2$

$y''_{1C}=99000\cdot0{,}01212\cdot0{,}97502=1172$ m/s²

$y''_{2C}=99000\cdot0{,}064\cdot0{,}99905=6330$

$y''_{1D}=99000\cdot0{,}064\cdot0{,}971=6160$

$y''_{2D}=99000\cdot0{,}0202\cdot0{,}62479=1250$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0422$ $\quad G_1=14{,}2$

$\eta=2^0\,30'$ $\quad \varphi_2=65^0\,10'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}479$ $\quad \varphi-\lambda=13^0\,50'$

$\lambda=51^0\,20'$

Nocken Va. $G=16$ $h=11{,}2$ $H=27{,}2$ $\varrho=80$ $\alpha=65^0$

$n=5000$ $R_1=37{,}4$ $r=4{,}25$ $R_2=72{,}4$

$y''_{1C}=68500\cdot0{,}0214\left(0{,}98272-\frac{0{,}0214}{0{,}1174}\,0{,}93148\right)=1193$ m/s²

$y''_{2C}=68500\cdot0{,}0562\left(0{,}99594-\frac{0{,}0562}{0{,}1524}\,0{,}98378\right)=2430$

$y''_{1D}=68500\cdot0{,}0562\left(0.88431-\frac{0{,}0562}{0{,}1524}\,0{,}56401\right)=2600$

$y''_{2D}=68500\cdot0{,}02295\left(0{,}76604-\frac{0{,}02295}{0{,}08425}\,0{,}17365\right)=1130$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0574$ $\quad G_1=16{,}2$

$\eta=3^0\,20'$

$\operatorname{tg}\vartheta=-0{,}0911$ $\quad \varphi_2=67^0\,50'$

$180-\vartheta=5^0\,10'$ $\quad \varphi_2-\varkappa=27^0\,50'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}466$ $\quad \operatorname{tg}\varkappa=0{,}838$

$\lambda=50^0$ $\quad \varkappa=40^0$

Nocken Vb. $G=16$ $h=11{,}2$ $H=27{,}2$ $\varrho=\infty$ $\alpha=65^0$

$n=5500$ $R_1=30{,}46$ $r=3{,}1$ $R_2=77{,}5$

$y''_{1C}=83000\cdot0{,}01446\cdot0{,}97992=1177$ m/s²

$y''_{2C}=83000\cdot0{,}0612\cdot0{,}99892=5130$

$y''_{1D}=83000\cdot0{,}0612\cdot0{,}95545=4850$

$y''_{2D}=83000\cdot0{,}0241\cdot0{,}66697=1333$

$\operatorname{tg}\eta=0{,}0472$ $\quad G_1=16{,}3$

$\eta=2^0\,40'$

$\operatorname{tg}\frac{\lambda}{2}=0{,}451$ $\quad \varphi_2=65^0\,50'$

$\lambda=48^0\,40'$ $\quad \varphi_2-\lambda=17^0\,10'$

lassen. Die in Abb. 16 gegebene Zusammenstellung der Gewichte der bewegten Steuerungsteile als Funktion der Zylinderdurchmesser entspricht einer Steuerungsanordnung mit je einer über den hängenden Aus- und Einlaßventilen liegenden Nockenwelle, die unter Zwischenschaltung von sehr leicht gehaltenen Hohlstößeln die Ventile betätigen.

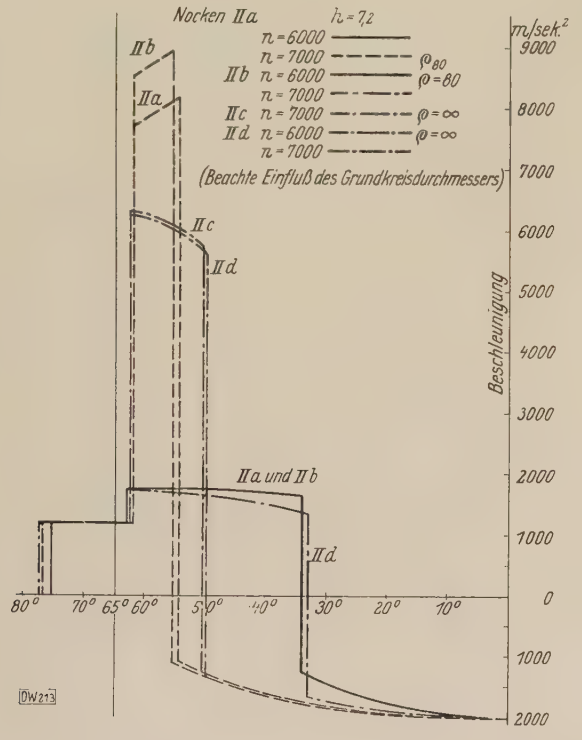


Abb. 14. Beschleunigungswerte als Funktion des Öffnungswinkels

Sind durch richtige Nockenausführung die gefährlichen Stoßwirkungen ausgeschaltet und entspricht die Stärke der Ventilfedern den auftretenden Beschleunigungskräften, dann ist eine absolute Betriebssicherheit durchaus erreichbar. Das Ventilmaterial muß jedoch sorgfältig ausgesucht

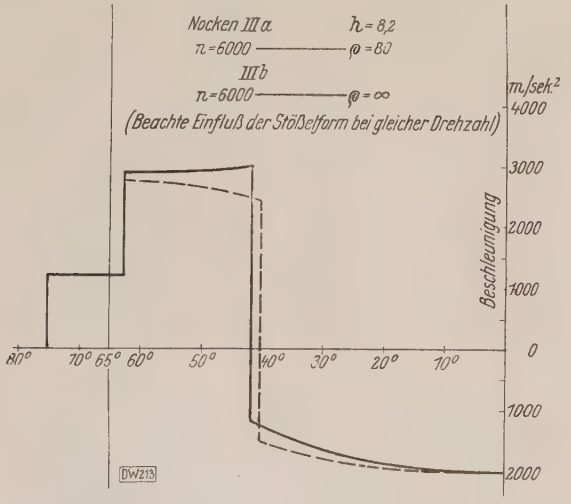


Abb. 15. Beschleunigungswerte als Funktion des Öffnungswinkels

sein, da Schmiedefehler und falsche Wärmebehandlung dieser hoch legierten Stähle schnell Brüche herbeiführen; die Oberflächenbehandlung muß durch Polieren beendet werden, so daß am ganzen Ventil, besonders aber am Übergang vom Schaft zum Teller, kein Schleifriß vorhanden ist.

Vor allem jedoch muß der Zylinderkopf so ausgebildet sein, daß das Kühlmittel Wasser oder Luft in ausreichendem Maße an die Wandungen der Ventilsitze und der Ventilführungen herangebracht wird.

Zur Nachprüfung der Druck- und Reibungsverhältnisse am Nocken eignet sich das von *Gümbel-Everling* angegebene Verfahren. Die Verhältnisse am Nocken — Verschiebung zweier gekrümmter Flächen gegeneinander — entsprechen dem von *G.-E.* angegebenen Beispiele der Verschiebung eines parabolischen Vollzylinders auf einer Ebene. Wird das Ölbad der Nockenwelle auf 50 bis 60 ° gehalten — diese Temperatur ist auch für das Triebwerk des Motors erforderlich —, dann ist für die in der Zahlentafel angegebenen Nocken bei Höchstdrehzahl immer noch mit dem Zustand der flüssigen Reibung zu rechnen. Nur im Leerlauf erfolgt die Belastung der Nockenspitze meistens schon an der Grenze der halbflüssigen Reibung, da der Federdruck sich voll auswirkt.

Zusammenfassend ergibt sich aus der Untersuchung der dynamischen Grenzen der Steuerung etwa das gleiche Bild, das sich bei der Betrachtung der räumlichen Grenzen gezeigt hatte. Von über 7000 Umdr./min bei 45 mm Zylinderdurchmesser senkt sich die Grenze der Betriebsdrehzahl bis auf über 5000 Umdr./min bei 80 mm ⌀. Das Ergebnis der Untersuchung ist in der Abb. 20 aufgezeichnet.

Zwangläufige Ventilsteuerungen

Während der Epoche der stürmischen Entwicklung von Rennmotoren (1919—1923) spielten die Versuche, durch die Gestaltung der Steuernocken eine Füllungsverbesserung zu erzielen, eine erhebliche Rolle. Die dabei entstandenen Nockenformen und das verhältnismäßig große Gewicht der Steuerungsorgane — die Unterteilung des Hubraumes war noch nicht so weit getrieben wie heute, vielmehr herrschte die Vierzylinderbauart vor — führten zu derartigen Abmessungen für die Ventilfedern, daß ihre Unterbringung und Betriebssicherheit erhebliche konstruktive Schwierigkeiten mit sich brachte. Auch die vierventilige Bauart, deren Entwicklung in diese Zeit fällt, brachte keine wesentliche Verbesserung dieser Verhältnisse. Man suchte einen Ausweg durch Anwendung von

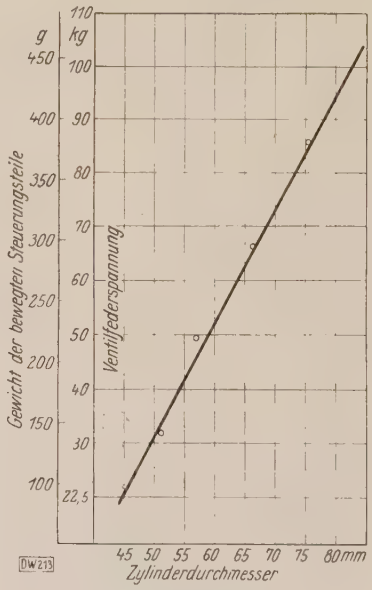


Abb. 16

Vorrichtungen, die einen zwangläufigen Ventilschluß bewirkten und eine Feder nur noch zu der geringen Bewegung bei der Überwindung des immer erforderlichen Ventilspieles benötigten. Von zahlreichen solchen Konstruktionsvorschlägen sind praktische Anwendungen bei Fiat, Delage, Bignan, Godet-Vareille und an dem deutschen „Küchen"-Motorrad-Einbaumotor bekannt geworden.

Bei diesen Konstruktionen werden entweder zwei Nockenwellen, eine Öffnungs- und eine Schließwelle angewandt, die auf einen gemeinsamen Kipphebel mit nachgiebiger Lagerung des Drehpunktes arbeiten, oder auch eine Nockenwelle mit einem scherenförmig über sie hinweggreifenden Kipphebel mit Öffnungs- und Schließarm verwendet.

Bei der Fiat-Konstruktion wird die Bewegung des Ventiles durch ein konzentrisch zum Ventilschaft angeordnetes umlaufendes Scheibenpaar hervorgerufen. Durch seine Erhöhungen und Vertiefungen wird eine mit dem Ventilschaft verbundene, gegen Verdrehung gesicherte Brücke auf- und abwärts bewegt.

Ebenfalls durch ein in einer senkrecht zur Ventilachse liegenden Ebene umlaufendes Scheibenpaar, jedoch unter Zwischenschaltung eines Kipphebels, wird bei dem Küchen-Motor die Ventilbewegung bewirkt.

Aus den vorangegangenen Untersuchungen erhellt, daß alle diese Konstruktionen die erhofften Vorteile nicht bringen konnten. Die Anfangsbeschleunigung, deren Größe durch die stoßartige Beanspruchung der Steuerungsorgane begrenzt ist, kann auch bei diesen Konstruktionen nicht vergrößert werden. Eine Überschreitung der bei den normalen Ventilsteuerungen auf der An- und Ablaufkurve des Nockens erreichbaren Beschleunigungswerte und eine Vergrößerung der Spitzenbeschleunigung durch Verkleinerung der Spitzenkreisradien der Nocken oder Hubkurven würden auch hier unzulässige Druckbeanspruchungen der arbeitenden Flächen ergeben. Diese Beanspruchungen werden dazu noch durch die Vergrößerung der bewegten Massen (Kipphebel usw.) erheblich gesteigert.

So sind alle zwangläufigen Ventilsteuerungen auch bald wieder aufgegeben worden. Man hat vielmehr mit der normalen Steuerungsmethode durch starke Unterteilung des Hubraumes die bekannten Spitzenleistungen erzielt.

Schiebersteuerungen

Durch die Form und Größe der freigegebenen Steueröffnungen erscheinen die Schiebersteuerungen zur Erreichung höchster Drehzahlen durchaus geeignet. Bekannt sind das Einschiebersystem von *Burt* und das Zweischiebersystem von *Knight*[2]).

Bei der um die Zylinderachse vollzogenen Schwingbewegung und gleichzeitig in Richtung der Zylinderachse ausgeführten Auf- und Abwärtsbewegung des Burt-Schiebers ist der Öffnungsquerschnitt lediglich durch den Zylinderumfang bestimmt. Die günstigste Ausnützung der zur Verfügung stehenden Fläche gibt die Anordnung von 2 Einlaß-, 2 Auslaßkanälen, bei der je ein Einlaß- und ein Auslaßkanal durch eine gemeinsame Schieberöffnung gesteuert werden, während die beiden anderen je eine getrennte Schieberöffnung erhalten. Diese Anordnung ergibt allerdings auch den größten Hub. Je größer die Anzahl der Öffnungen gewählt wird, um so mehr verkleinert sich der Hub, aber auch die Öffnungsfläche. Eine geringere Öffnungszahl als $2\,E$—$2\,A$ verhindert die Art des Antriebes.

Die Bewegung eines Burt-Schiebers zeigen Abb. 17 und 18. Der Angriffspunkt des Kurbelzapfens der Schiebersteuerung am Schieber ist um das Maß K von Zylindermitte entfernt. Bei bester Raumausnützung ist etwa $K \sim 0{,}666\,D_1$.

Für die Festlegung der horizontalen Bewegung H ist zu beachten, daß zwischen den jeweils nebeneinander liegenden Ein- und Auslaßöffnungen ein Zwischenraum z_1 und zwischen den äußersten Kanten des Schiebers, bzw. der Zylinderwandöffnungen in der jeweiligen horizontalen Totlage ein Zwischenraum z_2 erhalten bleiben muß. Es ist demnach

$$H = L + z_2$$

und

$$D_1\,\pi = 6\,L + 4\,z_2 + 2\,z_1\,.$$

Die günstigste Aufteilung des inneren Zylinderumfanges sieht etwa 78 vH für die Öffnungen, $4 \cdot 1{,}5$ vH für die Zwischenräume z_2 und $2 \cdot 8$ vH für die Zwischenräume z_1 vor. z_1 muß größer als z_2 sein, weil der Zwischenraum zwischen den Ein- und Auslaßkanälen ein wirksames Herantreten des Kühlmittels gestatten muß. Es ergibt sich also

$$H = 0{,}145\,D_1\,\pi$$

und der Winkel der Schwingbewegung

$$\alpha = 52^0\,,$$

der Kurbelradius des Schieberantriebes ist

$$R = K \sin\frac{\alpha}{2} = 0{,}292\,D_1\,.$$

Für den Entwurf des Schieberdiagrammes, Abb. 18, ist wieder ein Steuerdiagramm von 260° Öffnungswinkel vorgesehen. Durch eine Phasenverschiebung der Steuerwelle gegenüber der Kurbelwelle werden $A\,\ddot{O}$ und $E\,S$, $A\,S$ und $E\,\ddot{O}$ symmetrisch zum Totpunkt verlegt, so daß die Ober- und Unterkanten der Zylinderwandöffnungen in einer Höhe liegen.

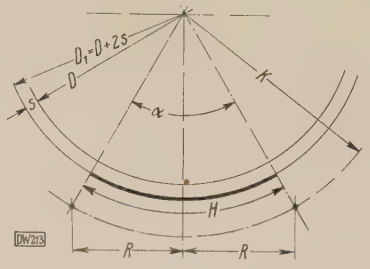


Abb. 17. Bewegung des Burt-Schiebers

Das Burt-System ergibt ein sehr völliges Öffnungsdiagramm. Da außerdem die Ein- und Ausströmkanäle ohne jede Richtungsänderung direkt zum Zylinder geführt werden können, werden höhere Gasgeschwindigkeiten, etwa 70 m/s gegenüber 60 m/s bei der Ventilsteuerung, ohne Leistungsabfall erreicht.

Das Schieberdiagramm, Abb. 18, ist in der Zahlentafel 3 ausgewertet. Der Berechnung der aus den Öffnungsquerschnitten sich ergebenden Drehzahlen ist eine Untersuchung der auf Grund der Triebwerksbelastung des Schiebers erreichbaren Drehzahlgrenze nach folgender Überlegung beigefügt. Die Grenzbelastung des Schieberantriebes wird mit der Grenzbelastung des Kurbeltriebes des schnellaufenden Motors im oberen und unteren Totpunkt (unter Vernachlässigung der Pleuelstangenlänge) verglichen, für die bei Hub = Bohrung in der Zahlentafel 3 (Spalte 6 und 18) Erfahrungswerte angegeben sind. Neben der Belastung des Schieberantriebes durch die Beschleunigung im oberen und unteren Totpunkt der Hubbewegung wird auch die Belastung durch das Trägheitsmoment des Schiebers bei der Drehbewegung zum Vergleich herangezogen.

Der Schieberantriebszapfen rotiert mit der gleichbleibenden Winkelgeschwindigkeit ω_z und bewegt sich jeweils um einen Winkel $\alpha = \omega_z\,t$ fort. In der oberen und unteren Totlage des Antriebszapfens für $\alpha = 0$ und $\alpha = 360^0$ ist die Winkelgeschwindigkeit der Drehbewegung des Schiebers $\omega_s = \omega_z$. In der Mittellage für $\alpha = 90^0$ und $\alpha = 270^0$ ist $\omega_s = 0$. Die Winkelgeschwindigkeit des Schiebers bei der Drehbewegung verläuft nach dem Cosinusgesetz:

$$\omega_s = \omega_z \cos\alpha = \omega_z \cos\omega_z\,t\,.$$

[2]) *Ricardo*, The Internal Combustion Engine. London 1921. *F. W. Brown*, „Sleeve-Valve-Engine Development" in The Automobile Engineer, Januar 1926. Seite 18 ff.

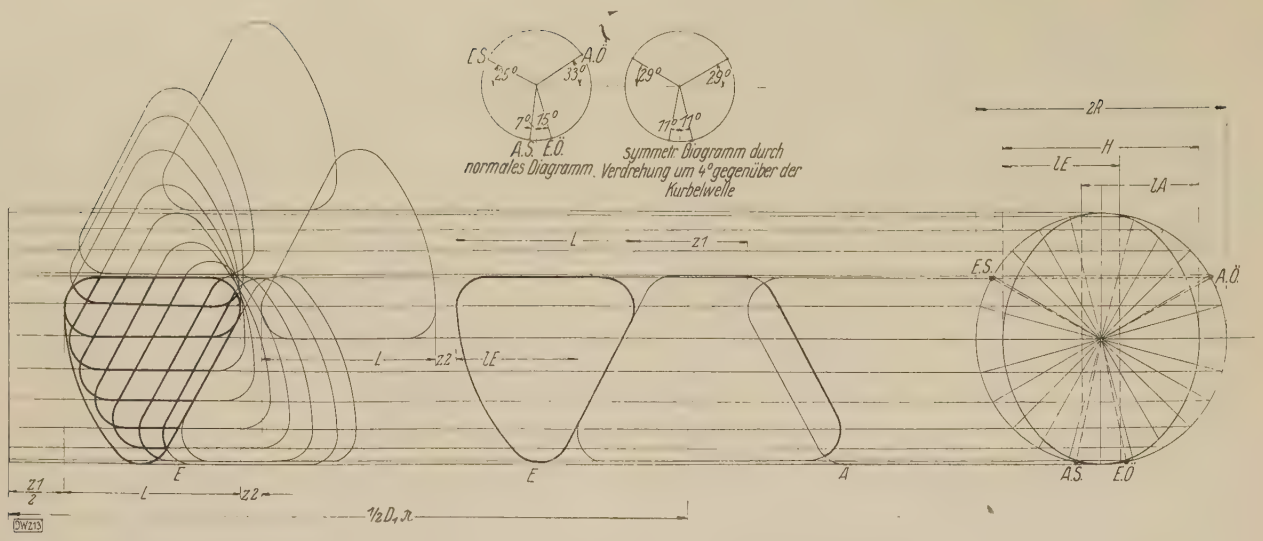


Abb. 18. Steuerzeiten (halbe Kurbelwellengeschwindigkeit)

Zahlentafel 3

Burt-Schieber

1	Zylinderdurchmesser D	mm	45	50	55	60	65	70	75	80
2	Größter Öffnungsquerschnitt F	mm²	375	456	544	640	745	862	988	1100
3	Sek. Durchflußmenge F 7000	cm³	26100	31900	38000	44800	52200	60300	69200	7700
4	Mittlere Kolbengeschw. $C_m = \frac{F\,7000 \cdot 4}{D^2 \pi}$ . .	m/s	16,4	16,25	16,0	15,8	15,7	15,65	15,6	15,35
5	Drehzahl n_1	U/min	10920	9750	8740	7900	7250	6700	6250	5750
6	Gewicht Kolben u. Pleuelstange des Kurbeltriebes	kg	0,237	0,258	0,340	0,390	0,478	0,566	0,699	0,803
7	$x = m_{(6)} \frac{s}{2}$	kg s²	0,000543	0,000658	0,000954	0,001212	0,00158	0,00202	0,00267	0,00328
8	Trägheitsmoment des Schiebers J_s . . .	m kg s²	0,0000204	0,0000304	0,0000434	0,0000618	0,000085	0,000117	0,000158	0,000207
9	$k = 0{,}666\ D_1$	mm	32	35,3	38,6	42	45,3	48,6	52	55,3
10	$y = \frac{J_s}{k}$	kg s²	0,000637	0,000861	0,001123	0,00147	0,00187	0,00241	0,00304	0,00374
11	Gewicht der Schieber .	kg	0,37	0,45	0,534	0,64	0,754	0,9	1,06	1,22
12	$R = 0{,}292\ D_1$	mm	14	15,5	17	18,5	19,8	21,3	22,8	24,2
13	$z = m_{(11)}\ R$	kg s²	0,000528	0,00071	0,000925	0,001206	0,00152	0,001955	0,00246	0,00301
14	$\frac{2x}{y}$	—	1,7	1,53	1,695	1,65	1,69	1,675	1,755	1,75
15	Mittelwert von (14) . .	—	$Mw = 1{,}68$ $\sqrt{1{,}68} = 1{,}29$							
16	$\frac{2x}{z}$	—	2,06	1,855	2,06	2,01	2,08	2,06	2,17	2,18
17	Mittelwert von (16) . .	—	$Mw = 2{,}06$ $\sqrt{2{,}06} = 1{,}435$							
18	Drehzahl n_0 (Erfahrungsw.)	U/min	7100	6900	6700	6400	6100	5800	5500	5200
19	$n_2 = n_0 \sqrt{\frac{2x}{y}}$	U/min	9150	8900	8650	8250	7870	7480	7100	6700

Die Winkelbeschleunigung ist dabei

$$\frac{d\omega_s}{dt} = -\omega_z^2 \sin \omega_z t ,$$

die Belastung des Antriebszapfens in der Mittellage

$$P = \frac{J \omega_z^2}{K} ,$$

da $K = 0{,}666\, D_1$ der Abstand des Angriffspunktes von der Schiebermittellinie ist. Die Gewichte der Schieber entsprechen üblichen Abmessungen, Schieberlänge $l = 3\,s$ (s = Kolbenhub), Wandstärke des Stahlschiebers 1,5 mm.

Bei der Zweischiebersteuerung von *Knight* ist die Bemessung der Schieberhübe unabhängig von dem Zylinderumfang, durch den nur die Breite der Öffnungen festgelegt ist. Der Einlaßquerschnitt kann hier wieder wie bei der Ventilsteuerung um 30 vH größer als der Auslaßquerschnitt festgelegt werden.

Auch die Knight-Steuerung, für die ein günstigstes Steuerdiagramm in der Abb. 19 entwickelt ist, läßt ohne Leistungsabfall eine Erhöhung der zulässigen Gasgeschwindigkeit durch günstige Kanalführung und Steueröffnung zu. Es liegt nahe, die Schieberhübe nur so groß zu wählen, daß die aus dem größten Öffnungsquerschnitt sich ergebende Drehzahlgrenze mit der durch die Be-

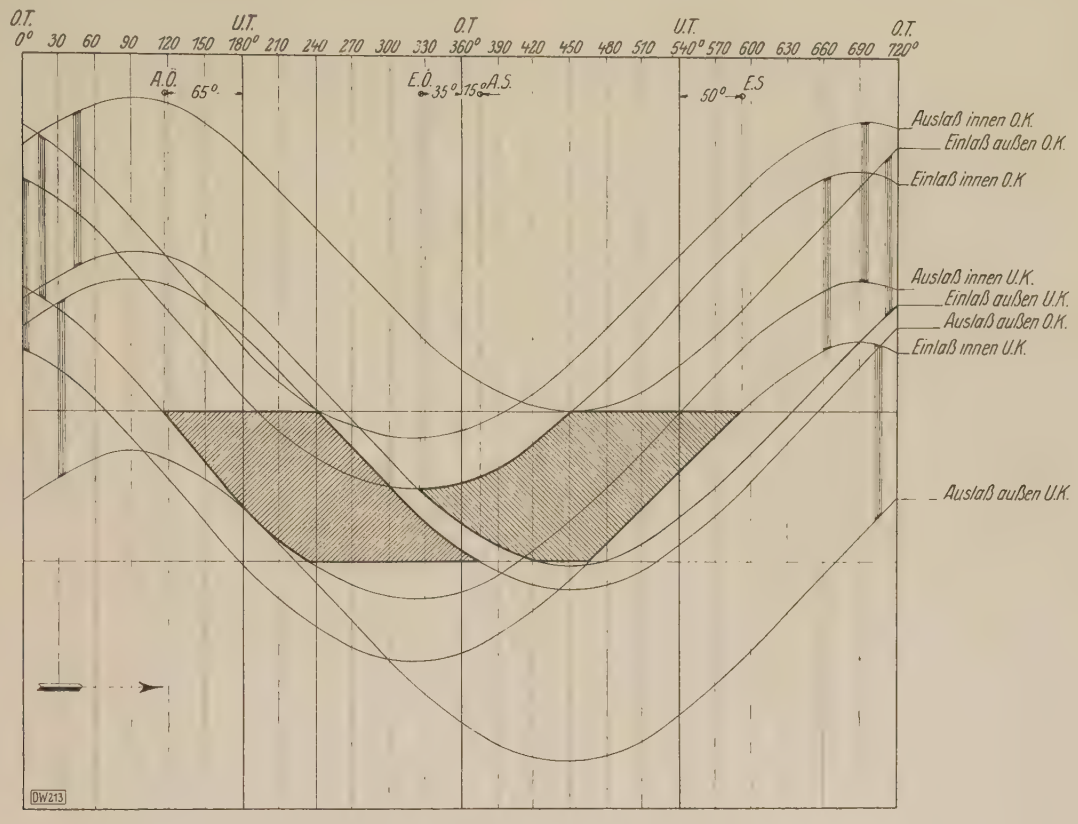


Abb. 19. Diagramm für eine Knight-Steuerung

Die Drehzahlen der Kurbelwelle und Steuerwelle verhalten sich wie 2 : 1, ebenso etwa auch die verfügbaren Lagerflächen.

Es ergibt sich dabei folgendes Belastungsschema:

I	II	III
Kurbeltrieb	Drehbewegung des Schiebers	Auf- u. Abwärtsbewegung
$(M_{Kolben} + M_{Pleuel})\frac{s}{2} = x$	$\frac{J_{Schieber}}{K} = y$	$M_{Schieber}\, R = Z$
Winkelgeschw. $\omega^2 = 4$	$= 1$	$= 1$
verfügb. Lagerfläche $= 1$	$= 2$	$= 2$

Die Grenzdrehzahl des Kurbeltriebes n_0 darf also um

$$\sqrt{\frac{2x}{y}} \quad \text{bzw.} \quad \sqrt{\frac{2z}{x}}$$

— der geringere Wert ist maßgebend — vermehrt werden, bis die gleiche Belastung im Kurbeltrieb und Schieberantrieb herrscht (Zahlentafel 3).

lastung des Triebwerks gegebenen Grenze übereinstimmt. Es seien:

x	Schieberhub	cm
B	Schlitzbreite	cm
D	Zylinderdurchmesser	cm
s	Kolbenhub	cm
$\frac{x}{2{,}1}$	Höhe der Aus- und Einlaßöffnung in beiden Schiebern	cm
n	Höchste Kurbelwellendrehzahl	U. p. m.
n_0	Kurbelwellendrehzahl bei Grenzbelastung des Kurbeltriebes (Erfahrungswert)	

dann ist

$$\frac{D^2 \pi\, s\, n}{4\ \ 30} = \frac{B\, x\, 7000}{2.1} .$$

Die Bestimmung der Höchstdrehzahl erfolgt nach der gleichen Betrachtungsweise wie bei der Untersuchung der Burt-Steuerung. Die Ähnlichkeit des Triebwerkes mit dem Kurbeltrieb ist hier noch größer, so daß der Vergleich an Wert gewinnt. Die zur Verfügung stehende Lagerfläche beträgt bei der Knight-Steuerung jedoch nur etwa ¼ der Lagerfläche des Kurbeltriebes.

Es ergibt sich folgender Belastungsvergleich:

	Kurbeltrieb:	Schieberantrieb:
Masse	1	z
ω^2	4	1
Lagerfläche	1	4
Hub	s	x

Für $s = z\,x$ ist $n = n_0$,

sonst aber

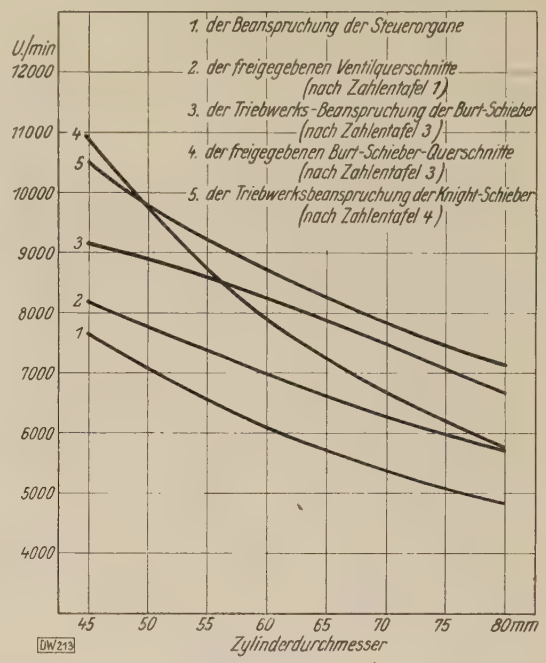
$$n = n_0 \sqrt{\frac{s}{z\,x}}.$$

Diese Festlegung von n gestattet die Auflösung der oben für x angegebenen Gleichung

$$x\sqrt{x} = \frac{s\,n_0\sqrt{\frac{s}{z}}\,2{,}1\,\frac{D^2\pi}{4}}{30\,B\,7000}$$

$$x = s\sqrt[3]{\frac{n_0^2\left(\frac{D^2\pi}{4}\right)^2}{10^{10}\,B^2 z}}.$$

Abb. 20. Erreichbare Betriebsdrehzahlen unter den Voraussetzungen



Zahlentafel 4

Knight-Schieber

1	Zylinderdurchmesser D	mm	45	50	55	60	65	70	75	80
2	$D\pi$	mm	141,3	157	172,8	188,4	204	220	235,5	251,5
3	Summe der Rippen . .	mm	42,3	52	57,5	59	71	72	72	73
4	$U = (2) - (3)$	mm	99	105	115,3	129,4	133	148	163,5	178,5
5	$B_E = \frac{U}{1{,}769}$	mm	56	59,4	65,2	73,2	75,3	83,5	92,7	101
6	B_E^2	cm²	31,3	35,3	42,5	53,6	56,6	69,6	86	102
7	Gewicht der Schieber-Pleuel (Mittelwert). .	kg	0,040	0,045	0,060	0,080	0,100	0,124	0,150	0,175
8	Gewicht der Schieber (Mittelwert)	kg	0,310	0,375	0,445	0,534	0,628	0,750	0,885	1,020
9	Summe (7) + (8) . . .	kg	0,350	0,420	0,505	0,614	0,728	0,874	1,035	1,195
10	Gewicht Kolben und Pleuel d. Kurbeltriebes	kg	0,237	0,258	0,340	0,396	0,478	0,566	0,699	0,803
11	$Z = \frac{(9)}{(10)}$	—	1,472	1,625	1,48	1,555	1,52	1,54	1,48	1,49
						Mittelwert 1,52				
12	n_0 (Erfahrungswert) .	U/min	7100	6900	6700	6400	6100	5800	5500	5200
13	$n_0^2 \frac{1}{10^6}$	—	50,4	47,6	44,89	41	37,2	33,6	30,25	27
14	$\frac{D^2\pi}{4}$	cm²	15,9	19,63	23,76	28,27	33,18	38,48	44,18	50,27
15	$\left(\frac{D^2\pi}{4}\right)^2$	cm⁴	253	385	562	800	1100	1480	1950	2530
16	Schieberhub x	mm	13,5	16,2	18,7	20,6	23,6	25,3	26,8	28,3
17	Schlitzhöhe $h = \frac{x}{2{,}1}$ . .	mm	6,43	7,72	8,9	9,8	11,23	12,05	12,75	13,45
18	$F = B_E\,h$	mm²	360	458	580	717	846	1000	1180	1360
19	$C_m = \frac{F\,70 \cdot 4}{D^2\pi}$	m s	15,85	16,3	17,1	17,7	17,9	18,15	18,7	18,9
20	$n = \frac{30\,c_m}{s}$	U/min	10600	9800	9300	8850	8250	7800	7470	7100
21	Zylinderdurchmesser D	mm	45	50	55	60	65	70	75	80

So wurden die Drehzahlgrenzen für die Knight-Steuerung in der Zahlentafel 4 für $s = D$ festgestellt.

Die Zusammenstellung der Höchstdrehzahlen der verschiedenen Steuerungen in der Abb. 20 zeigt eine Überlegenheit der Schiebersteuerungen gegenüber der Ventilsteuerung.

Trotzdem sind bisher die Leistungen von Ventilmotoren durch Schiebermotoren nie erreicht worden. Schuld daran ist die schwierige Beherrschung des Wärmezustandes der Schiebermotoren bei hohen Drehzahlen. Der Wärmeübergang vom Kolben nach der Zylinderwand ist, besonders bei dem Knight-System, stark erschwert, die wechselnde Wärmedehnung der ineinander arbeitenden Teile verursacht Betriebsschwierigkeiten.

Da bei der Entwicklung der Schiebermotoren ebenso wie bei den Ventilmotoren die Belastungsgrenze des Steuerungstriebwerkes nicht mit der auf Grund der Steuerquerschnitte sich ergebenden Drehzahlgrenze Schritt hielt, wurde eine Verbesserung des Antriebes durch die Anwendung lediglich einer Drehbewegung angestrebt. Gleichzeitig versuchte man dabei zu erreichen, daß der Arbeitskolben wieder die vom Kühlmittel umflossene Zylinderwand als Lauffläche erhielt.

Die Drehschieberkonstruktionen lassen sich in drei Richtungen einteilen:

1. Das Steuerorgan ist über oder neben dem Zylinder in Form einer Walze, deren Achse mit der Zylinderachse einen rechten Winkel bildet, angeordnet. Diese Walze gibt bei ihrer Drehbewegung abwechselnd den Weg nach dem Einlaß- oder Auspuffkanal frei. Ein Ausführungsbeispiel ist der Minerva-Bournonville-Motor [3]).
2. Das Steuerorgan ist eine Scheibe, ein Kegelmantel oder eine Kugelschale, die auf dem Zylinderkopf sitzt und eine Drehbewegung um die Zylinderachse ausführt. Dabei werden die getrennten Öffnungen für Ein- und Auslaß durch eine gemeinsame Öffnung des Steuerorganes jeweilig freigegeben.
3. Der Steuerschieber ist ein Hohlzylinder, dessen Achse mit der Zylinderachse zusammenfällt, um die er eine Drehbewegung ausführt. Dabei ist es notwendig, Ein- und Auslaßkanal, die durch besondere Öffnungen des Schiebers gesteuert werden, in verschiedener Höhe anzuordnen.

Bei allen drei Konstruktionsarten ist wohl der Umstand für den Mißerfolg entscheidend gewesen, daß Verbrennungsrückstände in den durch Herstellungstoleranzen und das notwendige Spiel bedingten Zwischenraum zwischen Schieber- und Zylinderwänden eintreten, die nach kurzer Betriebszeit zur Zerstörung der Oberfläche der aufeinander gleitenden Körper führen, und die schon an sich durch die örtlich verschiedene Wärmedehnung des Steuerorganes und die ungleichmäßige Verteilung des Schmiermittels erschwerte Drehbewegung unmöglich machen.

So hat der im Viertaktverfahren arbeitende Ventilmotor in bezug auf erreichte Drehzahlen und Höchstleistung bisher die Führung. Der Ausgleich des sinkenden Füllungsgrades durch die Vorverdichtung der Ladung hat die angegebenen Grenzen noch ein wenig erweitert. Alle anderen Steuerungsarten und auch das Zweitaktverfahren haben bisher mit dieser Entwicklung nicht Schritt halten können.

Die Bedeutung der Versuche mit höchsten Drehzahlen liegt nicht in der Schaffung von Rekorden, sondern in Erkenntnissen und Erfahrungen, die für die Entwicklung des Verkehrsmotors nutzbringend verwendet worden sind.

[3]) The Automobile Engineer. Mai 1927. S. 184.